



DISEÑO DE ZANJADORA PARA PREPARACIÓN DE TERRENO EN EL
CULTIVO DE FLORES PARA LA EMPRESA FLEXPOR.

WILFRAN STIF MORA PRIETO

Universidad Antonio Nariño

Programa Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Bogotá, Colombia

2023

Diseño de zanjadora para preparación de terreno en el cultivo de flores para la
empresa Flexport.

Wilfran Stif Mora Prieto

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero Mecánico

Director (a):

Hernando Jiménez Forero.

Codirector (a):

Nicolas Giraldo.

Línea de Investigación:

Diseño y simulación de un sistema de zanjado para preparación de terreno.

Universidad Antonio Nariño

Programa Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Bogotá, Colombia

2023

Agradecimientos

Agradecer principalmente a mis padres que gracias a su esfuerzo y dedicación me dieron todas las herramientas necesarias para lograr mis objetivos, me enseñaron que con esfuerzo y resiliencia ante la adversidad se pueden lograr grandes cosas, que con respeto y humildad la vida se hace más simple y primordialmente que antes de tener un título debemos ser buenas personas como hacia los demás y consigo mismo. A mi esposa que gracias a su dedicación y apoyo vio en mi la persona capaz de lograr grandes hazañas tanto personales como profesionales, me enseñó que el talento no es suficiente para alcanzar tus metas y que con disciplina y esfuerzo se puede llegar muy alto. A mi director y codirector de proyecto de grado ya que gracias a sus indicaciones y paciencia me indicaron el camino correcto para culminar mi tesis de la manera adecuada y darle fin a esta gran experiencia de ser universitario.

Resumen

En este trabajo se presenta la propuesta para el diseño de una zanjadora para la empresa Flexport de Colombia. En el proceso de producción de flores se requiere la construcción y limpieza de “camas” de (30 cm × 60 cm × 60 m). Anualmente el proceso de construcción y limpieza suman alrededor de 6 mil camas al año, las cuales actualmente se preparan de manera manual generando un alto costo de hora hombre de trabajo para la empresa.

Teniendo en cuenta este problema la empresa Flexport se ha interesado en el diseño de una máquina que realice esta tarea de forma rápida y precisa, obteniendo una disminución en tiempo y costos para la empresa, lo que impactaría directamente en costos de producción y competitividad en el mercado.

Se diseñó una maquina zanjadora, que se acopla a las necesidades requeridas por la empresa, y que se adapta a las limitaciones de espacio y el terreno a excavar. El diseño de cada elemento de la maquina zanjadora se simula en el software SolidWorks para conocer el comportamiento de cada pieza con el fin de tener confiabilidad del diseño, además cada elemento de la máquina zanjadora se diseña considerando que su montaje y uso sean de fácil operación y mantenimiento. Mediante el diseño y cálculo de la maquina

zanjadora se presentará que obtiene un rendimiento óptimo de operación a las expectativas de la empresa.

PALABRAS CLAVE: *zanjadora, diseño, cultivo de flores.*

Abstract

This paper presents the proposal for the design of a trencher for the Flexport company in Colombia. In the flower production process, the construction and cleaning of “beds” of (30 cm × 60 cm × 60 m) is required. Annually, the construction and cleaning process adds up to around 6,000 beds a year, which are currently prepared manually, generating a high cost of man-hours of work for the company.

Taking this problem into account, the company Flexport has been interested in the design of a machine that performs this task quickly and accurately, obtaining a reduction in time and costs for the company, which would directly impact production costs and competitiveness in the market. market.

A trenching machine was designed that meets the needs required by the company, and that adapts to the space limitations and the terrain to be excavated. The design of each element of the trenching machine is simulated in SolidWorks software to know the behavior of each piece in order to have design reliability. In addition, each element of the trenching machine is designed considering that its assembly and use

are easy to operate. And maintenance. Through the design and calculation of the trenching machine, optimal operating performance will be obtained according to the company's expectations.

KEY WORDS: trencher, design, flower cultivation.

Contenido

Contenido	
Agradecimientos.....	IV
Resumen	V
Abstract.....	VI
Contenido	VIII
Capitulo 1	21
1.2 Introducción	21
1.3 Descripción del problema	24
1.4 Justificación	25
1.5 Objetivos	26
1.5.1 Objetivo general	26
1.5.2 Objetivos específicos	26
1.6 Alcance	26
2. Capitulo 2.....	27
2.2 Fundamentos teóricos.	27
2.2 Fuerza de corte.....	27
2.3 Cangilones	28
2.4 Cálculos de la zanjadora	29
2.4.1 Cálculo de velocidades en el punto de descarga.	30
2.4.2 Cálculo de la longitud de la cadena.....	30
2.4.3 Cálculo de la capacidad horaria teórica.....	31
2.4.4 Cálculo de la capacidad horaria efectiva.....	31
2.4.5 Cálculo de la carrera de ataque óptimo.	32
2.4.6 Cálculo de la profundidad de ataque.....	33

2.4.7	Cálculo de la velocidad de avance.	33
2.4.8	Cálculo de la potencia de corte por canjilón.	34
2.4.9	Cálculo de la potencia de aceleración.	35
2.4.10	Cálculo de la potencia de elevación.	35
2.4.11	Cálculo de la potencia total de excavación.	37
2.5	Torque.	37
2.6	Factor de seguridad	37
2.7	Tensión de Von Mises.....	38
2.8	Chasis.	38
2.9	Caja reductora.	39
2.10	Elevadores de carga.	40
2.10.1	Elevador de husillo.	40
3.	Capitulo 3	42
	Resultados.....	42
3.2	Diseño de los cangilones.....	42
3.3	Cálculo de velocidades del canjilón.....	43
3.4	Calculo longitud de la cadena.	43
3.5	Cálculo de la capacidad horaria teórica.	44
3.6	Cálculo de la capacidad horaria efectiva.....	45
3.7	Cálculo de la carrera de ataque optima.	46
3.8	Cálculo de la profundidad de corte.	46
3.9	Cálculo de la velocidad de avance.	46
3.10	Cálculo de la resistencia al corte.....	47
3.11	Cálculo de la potencia de corte.	49
3.12	Cálculo de la potencia de aceleración.	49
3.13	Cálculo de la potencia elevación.....	50
3.14	Cálculo de la potencia total de excavación.	51
3.15	Cálculo de la potencia para profundización.....	51
3.16	Cálculo del momento de torque de accionamiento de la máquina. 52	
3.2	Cálculo de las perdidas mecánicas.....	52
3.2	Cálculo de la potencia total de accionamiento.....	52
3.3	Cálculo de los piñones.	53
3.3.1	Selección del aditamento de la cadena.	54
3.4	Diseño del engrane recto interno.	55
3.5	Diseño de ejes	57
3.5.1	Diseño de eje inferior del sistema de zanjado	57

3.5.2	Diseño del eje superior conducido	61
3.5.3	Diseño del eje superior conductor.....	66
3.6	Selección de la caja reductora.....	73
3.7	Selección de correas y poleas.	73
3.7.1	Selección de la polea de caja reductora a sistema de zanjado... 73	
3.7.2	Selección polea de motor a caja reductora.	75
3.8	Selección de rodamientos	75
3.8.1	Selección de rodamiento eje inferior.....	75
3.8.2	Selección del rodamiento del eje superior.....	76
3.9	Selección llantas.	77
3.10	Selección de la elevadora de husillo.	78
4.	Capitulo 4.....	79
4.2	Diseño y simulacion de esfuerzos de los elemntos de la zanjadora. 79	
4.3	Diseño del chasis tubular.	80
4.4	Diseño elevador	82
4.4.1	Diseño de mástil.....	83
4.4.2	Diseño de la horquilla sujeción.	85
4.4.3	Diseño de las barras de sujeción.	87
4.4.4	Diseño de pasador de sujeción entre horquilla y mástil.	88
4.4.5	Diseño de pieza metálica para sujeción del husillo.....	90
4.4.6	Diseño de piezas para soporte de la estructura tubular.	92
4.5	Diseño chasis de la zanjadora	93
4.6	Diseño estructural para apoyo de chasis.	95
4.7	Diseño de cangilón.....	96
4.8	Diseño de tolva recolectora.....	97
4.9	Diseño de la lámina de apoyo.	99
4.10	Diseño de la soldadura	100
4.11	Soldadura MIG	100
4.11.1	Selección del electrodo.	100
4.12	Vista de la maquina zanjadora	102
5.	Capitulo 5.....	103
5	Costos.....	103
5.1	Costos materiales sistema de zanjado.	103
5.2	Costos materiales sistema de elevación.	104

5.3	Costos materiales chasis y sistema de locomoción.....	104
5.4	Comparativa de alternativas.....	104
6.	CONCLUSIONES.....	107
7.	BIBLIOGRAFIA.....	109
8.	ANEXOS.....	111
8.2	Anexo A – Dimensiones cangilones	111
8.3	Anexo B – Datos del ensayo de corte	112
8.4	Anexo C – Hoja de cálculos de la zanjadora.	119
8.5	Anexo D – Tabla para la selección de piñones.	121
8.6	Anexo E - Ficha técnica del motor.....	122
8.7	Anexo F – Ficha técnica de la caja reductora.	123
8.8	Anexo G- Ficha técnica de las poleas.	124
8.9	Anexo H – Selección de rodamientos.	126
8.10	Anexo I – Ficha técnica elevador de husillo.	127
8.11	Anexo J – Tubería y perfiles estructurales.....	128

Índice de figuras

Figura 1: Tesmec 985.	22
Figura 2: Tesmec 1075.	23
Figura 3: traction 60 Garvín group.....	24
Figura 4: Cincel de ensayo de corte [4].....	28
Figura 5: cangilones (2).....	29
Figura 6: camas para el cultivo de flores ().	29
Figura 7: Carrera de ataque.	32
Figura 8: profundidad de ataque.....	33
Figura 9: Chasis.....	39
Figura 10: Caja reductora [6].	40
Figura 11: Elevador de husillo.	41
Figura 13: Modelo de ensayo de corte de suelo.	47
Figura 14: Aditamiento de cadena tipo K-1.	55
Figura 15: Diseño de engranaje especial para zanjado.....	56
Figura 16: Esquema del eje inferior.	58
Figura 17: Esquema de fuerzas del eje inferior.	59

Figura 18: Diagramas de carga cortante y momento flexionante del eje inferior.	60
Figura 19: Esquema del diseño del eje.	60
Figura 20: Esquema del eje superior conducido.	61
Figura 21: Diagrama de fuerzas del eje conducido.	62
Figura 22: Diagrama de fuerza cortante y momento flector.	63
Figura 23: Análisis de fuerza horizontal en el eje superior conducido.	64
Figura 24: diagrama de fuerza cortante y momento flector.	65
Figura 25: Esquema del diseño del eje.	66
Figura 26: Esquema eje superior conductor.	67
Figura 27: Esquema de fuerzas del eje conductor.	68
Figura 28: Diagramas de carga cortante y momento flexionaste del eje inferior.	69
Figura 29: Análisis de fuerzas horizontal del eje superior.	70
Figura 30: Diagramas de carga cortante y momento flexionaste del eje inferior.	71
Figura 31: Esquema del diseño del eje superior.	72
Figura 32: Diseño chasis tubular.	80
Figura 33: Análisis de flexión del chasis tubular.	81

Figura 34: Factor de seguridad del chasis tubular.	82
Figura 35: Diseño estructura elevación.	83
Figura 36: Análisis de flexión del mástil.....	84
Figura 37: Factor de seguridad del mástil.	85
Figura 38: Analisis de flexion de la horquilla.	86
Figura 39: Factor de seguridad de la horquilla.	86
Figura 40: Diseño de barra para soporte de horquilla.	87
Figura 41: Análisis de tensión axial y de flexión de barra de sujeción.	87
Figura 42: Factor de seguridad de la barra de sujeción.	88
Figura 43: Análisis de flexión del pasador de sujeción.....	89
Figura 44: factor de seguridad del pasador de sujeción.	90
Figura 45: Diseño de la pieza metálica para el husillo.	90
Figura 46: Analisis de flexion de la pieza metálica para el husiilo.	91
Figura 47: factor de seguridad de la pieza para el husillo.	91
Figura 48: Diseño pieza para soporte de la estructura tubular.	92
Figura 49: Analisis de flexion de pieza para soporte tubular.	92
Figura 50: factor de seguridad de la pieza para soprte tubular.....	93
Figura 51: Diseño del chasis de la zanajdora.	94

Figura 52: Análisis de flexión del chasis principal.....	94
Figura 53: Factor de seguridad del chasis principal.	95
Figura 55: Diseño del cangilón.....	96
Figura 56: Diseño de la cuchilla.	97
Figura 57: Diseño de tolva.....	98
Figura 58: Resultado de tensiones de tolva.	98
Figura 59: Factor de seguridad de la tolva.....	99
Figura 60: Diseño lamina.....	100
Figura 61: Máquina zanjadora.	102

Índice de tablas

Tabla 1: Velocidades de descarga.	30
Tabla 2: Promedio de las mediciones de fuerza de corte.	48
Tabla 3: Datos de los piñones seleccionados.	54
Tabla 4: Datos de los engranes diseñados.	56
Tabla 5: Resultados de las reacciones del eje inferior.	59
Tabla 6: Resultados de las reacciones del componente vertical del eje conducido.	63
Tabla 7: Resultados de las reacciones del componente horizontal del eje conducido.	64
Tabla 8: Resultados de las reacciones del componente vertical del eje superior.	69
Tabla 9: Resultados de las reacciones del componente horizontal del eje superior.	70
Tabla 10: tabla de los pesos para el chasis tubular.	81

Tabla 11: Peso que soporta el mástil.	83
	83
Tabla 12: Propiedades del material de aporte.....	101
Tabla 13: Costos de los materiales del sistema de zanjado.	103
Tabla 14: Costos de los materiales del sistema de elevación.	104
Tabla 15: Costos de los materiales del chasis y sistema de locomoción. ..	104
Tabla 16: Costos para realización de una zanja de manera manual.	105
Tabla 17: Tiempo empleado par realización manual de todas las zanjas..	105
Tabla 18: Costos para realización de una zanja con la maquina zanjadora.	105
Tabla 19: Tiempo empleado para la realización de todas las zanjas con la maquina zanjadora.	106

Índice de ecuaciones

Ecuación 1: Longitud de la cadena [5]	30
Ecuación 2 Capacidad horaria teorica [5].	31
Ecuación 3 Capacidad horaria efectiva [5].....	32
Ecuación 4 Carrera de ataque [5].	32
Ecuación 5 Profundidad de ataque [5].....	33
Ecuación 6 Velocidad de avance [5].	34
Ecuación 7 Fuerza de corte de corte por cangilon [5].	34
Ecuación 8 Potencia de corte [5].	34
Ecuación 9 Potencia de aceleracion[5].....	35
Ecuación 10 Volumen excavado [5].....	35
Ecuación 11 Masa del material excavado[5].....	36
Ecuación 12 Potencia de elevacion [5].....	36
Ecuación 13 Potencia total [5].....	37
Ecuación 14 Torque [5].	37
Ecuación 15.Factor de seguridad	38

Capitulo 1

1.2 Introducción

La empresa Flexport de Colombia radicada en Funza Cundinamarca se dedica al cultivo de flores para la exportación. El cultivo de flores requiere de especificaciones técnica aptas para el buen crecimiento de la flor, un proceso principal es el debido tratamiento del suelo el cual incluye un proceso de desinfección por inyección de vapor[1].

En este proceso es necesario realizar unas zanjas donde están ubicadas las “camas” para introducir una tubería que inyectará el vapor a alta temperatura en un determinado tiempo y después se retira esa tubería, este proceso de desinfección se realiza para un alrededor de 6 mil “camas” que es donde será trasplantada las germinaciones de flores para su cultivo.

El proceso de zanjado en las “camas” para introducir las tuberías que harán el proceso de desinfección, requieren de unas especificaciones técnicas dadas por el ingeniero a cargo para el óptimo desempeño de la desinfección, este trabajo requiere de una gran cantidad de mano de obra, ya que se está hablando alrededor de 6 mil “camas” a las cuales se les tiene que realizar dicho zanjado, y esto para la empresa es una desventaja ya que trabajan con tiempos establecidos por la misma empresa.

La empresa Flexport de Colombia ha intentado diseñar una zanjadora de manera empírica la cual no han obtenido los resultados de trabajo esperados. En el mercado se encuentra una gran variedad de máquinas zanjadoras utilizadas en usos como el sector agropecuario, en red de acueductos, cableado, drenaje, entre otros, las características de estas zanjadoras se relacionan en algunos casos para el trabajo a realizar.

Tesmec es una compañía italiana de productos realizados con construcción mantenimiento y eficiencia en estructuras como lo son equipos de excavación de zanjas, mineros, equipos de tendido, equipos ferroviarios entre otros más, en la sección de zanjadoras ofrece varios tipos de zanjadoras como lo son la zanjadora

Tesmec 985 como se muestra en la figura 1, es una zanjadora de cadena que posee un brazo tipo espada que lleva una cadena con unos dientes metálicos que permiten romper el suelo para luego ir empujando la tierra hacia atrás con la misma cadena, la cual ahí tendrá una banda transportadora que recogerá la tierra y la moverá a un sitio indicado, este tipo de zanjadoras se utilizan en su mayoría para trabajos de instalación de acueductos[2].

Figura 1: Tesmec 985.



Una tercera zanjadora que maneja la empresa es la Tesmec 1075 , una zanjadora de cangilones muy utilizada en el sector agropecuario y sistema de

drenaje , está zanjadora posee buen rendimiento en terrenos poco rocosos por el diseño de esta misma , ya que posee un sistema de roto palas las cuales van girando por medio de un anillo engranado o por cadena , al llegar el cangilón en la parte superior este arrojará la tierra en una banda transportadora para mover la tierra removida a otro lugar o llenar el vehículo de carga[2].

Figura 2: Tesmec 1075.



Existen otras marcas con zanjadoras de menor tamaño y mejor manejo para uso doméstico. Garvín Group es una compañía italiana especializada en productos de maquinaria, tecnología y equipos de trabajo, esta empresa maneja zanjadoras más pequeñas para trabajos de menor magnitud , la Traction 60 es una zanjadora de pequeño tamaño que se muestra en la figura 4 utilizada para sistemas de tuberías o uso agrícola, para uso en el hogar, está zanjadora de espada entrega buen rendimiento en suelo no rocosos y posee sistema de levantamiento hidráulico para la espada y tracción por medio de sistema de orugas[3].

Figura 3: traction 60 Garvín group



Sin embargo, para el sector floricultor no se encuentra una máquina comercialmente viable para el uso debido a que se debe trabajar dentro de un invernadero lo que limita las condiciones de tracción, así mismo las “camas” normalmente tienen una altura sobre el nivel del suelo alrededor de 30 cm lo que limita el uso de varios dispositivos comerciales, es por eso por lo que se va a diseñar una zanjadora que se adapte a las condiciones del cultivo de flores de la empresa Flexport de Colombia.

1.3 Descripción del problema

La empresa Flexport de Colombia se dedica al cultivo y exportación de flores. En el proceso del tratamiento del suelo donde se sembrará la flor se le debe de realizar un respectivo proceso de desinfección, y para esto se debe realizar un zanjado de las “camas” (levantamiento de suelo donde será trasplantada la flor), en este proceso se dispone de bastante tiempo y personal debido a que se realiza de manera manual para un alrededor de 6.000 “camas”, lo que incrementa los costos y tiempos de producción de la empresa Flexport. Los trabajadores de la empresa han realizado un ensayo con

máquinas fabricadas por ellos mismos, pero que no les ha dado resultado por su difícil manejo y no obtienen el trabajo esperado.

De esta problemática surge la pregunta de investigación ¿Qué diseño de zanjadora permitirá a la empresa Flexport realizar el proceso de preparación de camas de manera mecanizada, reduciendo tiempos y costos de producción?

1.4 Justificación

La empresa Flexport de Colombia requiere de un proceso productivo, de adecuación y limpieza para las 6 mil “camas” que se realiza de manera manual, el cual para la empresa requiere de personal y tiempo que podría aprovechar en otras labores, además la empresa requiere de un gran aprovechamiento en cuanto a los tiempos de producción de flores. La empresa ha realizado de manera empírica diseños mecanizados de zanjadoras, pero no han obtenido los resultados de trabajo esperados y teniendo en cuenta este problema, se ha presentado la necesidad de diseño que cumpla con las necesidades de la empresa, la cual la empresa Flexport de Colombia está interesada en la construcción de esta máquina zanjadora para suplir esta necesidad.

1.5 Objetivos

Se presenta un diseño de una zanjadora como requisito para proyecto de grado y obtener el título de ingeniero mecánico:

1.5.1 Objetivo general

Diseñar una máquina zanjadora netamente mecánica para uso específico en la adecuación de camas, para la producción de flores en la empresa Flexport de Colombia.

1.5.2 Objetivos específicos

- Realizar una investigación exhaustiva del estado del arte con el fin de identificar mecanismos de zanjado, que puedan ser aplicados al problema planteado por la empresa Flexport de Colombia.
- Diseñar utilizando el software SolidWorks el sistema de zanjado para la adecuación de camas, el sistema de locomoción y el sistema de transporte de tierra para la zanjadora de la empresa Flexport.
- Acoplar los sistemas de zanjado y transporte de tierra al sistema de locomoción por medio del software SolidWorks, para visualizar el diseño final de la zanjadora para la empresa Flexport.
- Redactar informes de diseño detallado, estudio de costos y documentos de trabajo de grado.

1.6 Alcance

En este trabajo se plantea el diseño de una zanjadora compacta y capaz de realizar el trabajo requerido para la adecuación de las 6 mil “camas”, además

se realizará lo más optimizable posible para que sea económica la fabricación, aprovechando las herramientas CAD (diseño asistido por computadora), y logrando así que la empresa Flexport de Colombia pueda realizar el proceso de zanjado, de una manera más rápida, eficiente y haciendo un análisis de costo.

2. Capítulo 2

2.2 Fundamentos teóricos.

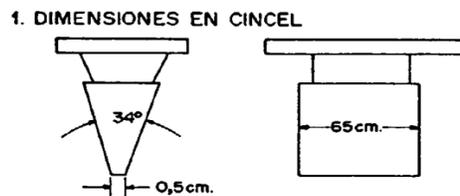
Para la realización de zanjas existen en el mercado variedad de máquinas zanjadoras, con diferentes accesorios de zanjado, las zanjadoras más comunes existentes en el mercado son las zanjadoras de cadena, roto palas y zanjadoras de canjilones, cada una se define por un rendimiento para la cual se ha diseñado. Para la empresa Flexport cada una de estas zanjadoras no se pueden adecuar a la problemática que se presenta, por cuestiones de espacio en el medio trabajo para la cual se necesita. Procedemos a continuación plantear un diseño de zanjadora que se adapte al medio donde se va a trabajar.

2.2 Fuerza de corte

La fuerza de corte es la resistencia a la que se opone un material a la intrusión de una herramienta, el diseño de una excavadora debe de tener en cuenta la potencia de excavación, y para eso se debe de conocer la fuerza de corte que se debe de ejercer al material para poder extraerlo, los ensayos de fuerza de corte más comunes son los que se aplican a los aceros, también existen ensayos para medir la fuerza de excavabilidad en los suelos, para así conocer

que fuerza se necesita para extraer material. Desarrollaron un sistema de medición de corte en suelos para determinar la fuerza de corte, este ensayo es similar al ensayo de carga puntual, con la diferencia de que la herramienta de ensayo es un cincel [4].

Figura 4: Cincel de ensayo de corte [4]



Este ensayo permite evaluar la resistencia específica al corte en unidad de longitud de corte o unidad de área mediante el uso de sistemas de medición de fuerza como el dinamómetro. Para el caso nuestro al tener un terreno arenoso, desarrollamos un prototipo el cual nos permita obtener la fuerza de corte.

2.3 Cangilones

Los cangilones son recipientes con variedad de usos en sistemas de acarreo de materias, generalmente se utilizan en el transporte de materiales en sistemas mecánicos verticales, estos sistemas funcionan con sistemas de fijación como cadenas o correas, el tipo de material el cual este fabricado el cangilón varía según la sustancia o material que este transportando. Por lo general poseen algunos aditamentos como lo pueden ser cuchillas o dientes, si en el proceso de carga debe de realizar algún proceso de corte en el material

Figura 5: Cangilones (2)



2.4 Cálculos de la zanjadora

El terreno para en el que se desea realizar la zanja consiste de surcos de tierra levantados, formando una sección rectangular que se conocen como “camas”, las dimensiones de estas camas son de 0.3 m de alto, 0.7 m de ancho y 30 m de longitud[5].

Figura 6: Camas para el cultivo de flores ().



Se plantea un diseño de zanjadora de canjilones, por la facilidad de diseño, construcción, operación y mantenimiento de la máquina, además por el diseño que se planteará, cumplirá con la especificación de evacuación de la tierra que ha sido excavada.

Para proceder con el diseño de la maquina zanjadora debemos tener en cuenta la potencia requerida para el proceso de excavado por canjilón y la velocidad de avance de la maquina zanjadora, así mismo debemos conocer su rendimiento para la selección del motor.

2.4.1 Cálculo de velocidades en el punto de descarga.

El punto de descarga es aquel en que el material se separa del canjilón y se deposita en el sitio de carga. En elevadores de carga las velocidades se denominan según el tipo de descarga.

Tabla 1: Velocidades de descarga.

TIPO DE DESCARGA	VELOCIDAD RECOMENDADA (m/s)
CENTRIFUGA	1,1 - 1,45
CONTINUA	0,6 - 0,8

2.4.2 Cálculo de la longitud de la cadena.

Se debe de calcular la longitud de la cadena de la máquina que se va a diseñar y para eso se dispone de la siguiente ecuación.

Ecuación 1: [5] .

$$L = 2h + 2\pi R$$

Donde: L= longitud de la cadena [m]; R = radio de giro de la cadena m; h = distancia entre centros [m].

2.4.3 Cálculo de la capacidad horaria teórica.

La capacidad horaria teórica hace referencia a la producción de excavación en volumen, sobre un determinado tiempo. Para calcular la capacidad horaria teórica utilizamos la siguiente ecuación:

Ecuación 2 [5].

$$D' = \frac{C * n * 60 * n_{vol}}{f}$$

Donde:

D'= capacidad horaria teórica [m^3/h]; C'= capacidad efectiva de cada cangilón[m], n = número de cangilones vertidos por minuto; n_{vol} = rendimiento volumétrico de los canjilones; f= coeficiente de crecimiento.

El n_{vol} de los cangilones hace referencia hace referencia al porcentaje de llenado de los cangilones, el 1% hace referencia al 100% y el coeficiente de crecimiento es la relación entre el volumen del material hinchado y el del material en estado primitivo.

2.4.4 Cálculo de la capacidad horaria efectiva.

La capacidad horaria efectiva es el rendimiento real, ya que en condiciones normales se presentan factores que intervienen en el proceso, por tal motivo se debe de tener en cuenta un rendimiento de la obra.

Ecuación 3 [5].

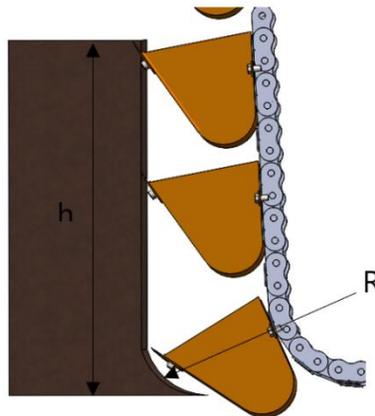
$$D = \frac{D'}{n_{obra}}$$

Donde= capacidad horaria afectiva [m^3/h]; D' = capacidad horaria teórica [m^3/h]; n_{obra} = rendimiento de obra.

2.4.5 Cálculo de la carrera de ataque óptimo.

La carrera de ataque optima, es la que asegura el llenado del canjilón en una sola parada.

Figura 7: Carrera de ataque.



En este caso la carrera de ataque optima se emplea la siguiente ecuación:

Ecuación 4 [5].

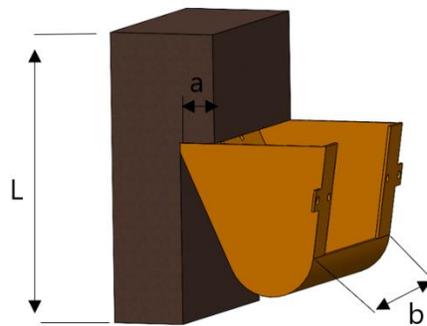
$$L = \frac{2\pi R}{4} + (h - R)$$

Donde: L = carrera de ataque optimo[m]; h = altura zanja[m]; R = radio de corte[m].

2.4.6 Cálculo de la profundidad de ataque.

La profundidad de ataque es la distancia en la que el canchilón debe de ir cortando el terreno a medida que va excavando.

Figura 8: Profundidad de ataque.



Para el cálculo de profundidad de ataque se emplea la siguiente ecuación.

Ecuación 5 [5].

$$a = \frac{C'}{L * b * f}$$

Donde: a = profundidad de ataque[m]; b = anchura del canchilón[m]; f = coeficiente de crecimiento; L= carrera de ataque óptimo [m]; C'= capacidad efectiva [m^3].

2.4.7 Cálculo de la velocidad de avance.

La velocidad de avance es la velocidad a la cual la maquina debe de avanzar en el proceso de excavación para obtener rendimiento del zanjado.

Ecuación 6 [5].

$$v_a = \frac{D'}{b * L}$$

Donde: v_a = longitud excavada por hora [m/h]; D' =capacidad horaria teórica [m^3/h]; b = ancho de la zanja [m]; L = altura de la zanja [m].

2.4.8 Cálculo de la potencia de corte por canjilón.

La potencia de corte hace referencia a la energía necesaria para poder remover material. Para el cálculo de la potencia se debe de calcular la fuerza de corte.

La fuerza de corte como se enunció anterior mente es la resistencia al material contra la intrusión de una herramienta, y para el cálculo de esta se debe de tener en cuenta la fuerza específica de corte que es diferente en todos los materiales.

Ecuación 7 [5].

$$F_c = K * L$$

Donde: F_c = fuerza de corte[N]; K =fuerza específica de corte[N/m]; L =longitud de arista de corte[m].

Calculando la potencia de corte:

Ecuación 8 [5].

$$P_c = F_c * V$$

Donde: P_c = potencia de corte [W]; F_c = fuerza de corte [N]; V = velocidad cadena [m/s].

2.4.9 Cálculo de la potencia de aceleración.

La potencia de aceleración es la potencia necesaria para poner en movimiento el material excavado:

Ecuación 9 [5].

$$P_a = \frac{\rho * D' * V_c^2}{3600}$$

Donde: D' = capacidad horaria teórica [m^3/h]; V_c = velocidad de corte [m/seg]; P_a = potencia de aceleración [W]; ρ = densidad del material [kg/m^3].

2.4.10 Cálculo de la potencia de elevación.

La potencia de elevación es la necesaria para elevar el material que ha sido excavado hasta el sitio donde se va a vaciar el cangilón. Para el cálculo se debe de tener en cuenta el volumen excavado de los cangilones, en el momento que un cangilón ocupa la posición del cangilón anterior este ha excavado un volumen de tierra igual, a la distancia entre cangilones por la sección de corte en cada parada.

El volumen excavado por cada parada para un cangilón se calcula:

Ecuación 10 [5].

$$V = d * s_c$$

Donde: V = volumen [m^3]; d = distancia entre cangilones [m]; S_c = sección de corte [m^2].

Se debe averiguar qué densidad establece el material que se está excavando para así conocer la masa del material que se ha excavado en esa distancia.

Ecuación 11 [5].

$$M_i = V * \rho$$

Donde: M_i = masa [kg]; V = volumen [m^3]; ρ = densidad [kg/m^3].

En el proceso de excavación se debe de considerar que le primer canjilón este vacío ya que no ha comenzado a excavar, sin embargo, el siguiente canjilón después del primero ya ha excavado una porción, y así sucesivamente se cumple el proceso de excavado.

Luego se realiza la suma de la masa total de tierra distribuida de los cangilones que están excavando, y de los cangilones llenos que hay hasta el punto de descarga, y así obtener la masa total para calcular la potencia requerida para elevar el material.

La ecuación para hallar la potencia de elevación del material excavado será:

Ecuación 12 [5].

$$P_e = P * v$$

Donde: P_e = potencia elevación [W]; P = peso material [N]; v = velocidad de la cadena [m/seg].

2.4.11 Cálculo de la potencia total de excavación.

La potencia total de excavación de la máquina se determina sumando todas las potencias calculadas anteriormente.

Ecuación 13 [5].

$$P = \frac{P_c + P_a + P_e}{\eta}$$

Donde: P_c = potencia de corte [W]; P_a = potencia de aceleración[W]; P_e = potencia de elevación[W]; η = rendimiento total de la máquina.

2.5 Torque.

El par motor o torque es el momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia, o en otras palabras la tendencia de una fuerza para girar un objeto alrededor de un eje o punto de apoyo. La potencia desarrollada por el par motor es proporcional a la velocidad angular del eje de transmisión, la cual se puede calcular mediante la ecuación:

Ecuación 14 [5].

$$M = \frac{P_t}{\omega}$$

Donde: M es el momento de torsión [$N * m$]; P_t = es la potencia total en [W]; ω es la velocidad angular [rad/seg].

2.6 Factor de seguridad

El factor de seguridad es una medida utilizada en el diseño mecánico para determinar la capacidad que tiene un componente o una estructura para

soportar las fuerzas o cargas. El factor de seguridad se calcula dividiendo la carga máxima que puede soportar el componente o la estructura, entre la carga real que recibirá

El factor de seguridad se puede expresar mediante la siguiente formula:

Ecuación 15.

$$FDS = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{admisible}}$$

2.7 Tensión de Von Mises

La teoría expone que un material dúctil comienza a ceder en una ubicación cuando la tensión de Von Mises es igual al límite de tensión. En la mayoría de los casos el límite elástico se utiliza como el límite de tensión, sin embargo, el software le permite utilizar el límite de tensión de tracción/ruptura o establecer su propio límite de tensión.

2.8 Chasis.

El chasis es un sistema estructural que se encarga de dar soporte a las demás partes de un sistema de locomoción, además de brindar seguridad a la persona que este dentro de este, existen diferentes tipos de chasis, algunos de estos son el chasis de escalera, monocasco, tubular entre otros.

Figura 9: Chasis.



En el diseño de un chasis para vehículos , se deben tener en cuenta factores importante como el análisis lateral y longitudinal en curvas , a velocidades altas , que determinan el grado de inclinación y velocidad para la cual el automóvil en estados normales debe de transitar sin el efecto de presentar volcadura, en nuestro caso de diseño la maquina zanjadora su estado de funcionamiento no requiere este análisis dado que es un sistema de trabajo pesado , con condiciones de terreno plano y velocidad baja.

2.9 Caja reductora.

Una caja reductora es un mecanismo que permite reducir la velocidad del eje de salida, y aumentar el torque del motor al cual esté acoplado. Existen diferentes tipos de cajas reductoras en el mercado, como las cajas reductoras automotrices conocidas como caja de cambios, que se encuentran en los automóviles y maquinaria pesada, y las cajas reductoras industriales que generalmente van acopladas a un motor eléctrico.

Las cajas reductoras industriales se clasifican en tornillo sin fin, coaxiales, ortogonal, pendular, eje paralelo y planetario. Cada una de estas cajas

reductoras industriales están diseñadas para diferentes trabajos con velocidades y torques diferentes[6].

Figura 10: Caja reductora [6].



2.10 Elevadores de carga.

Los elevadores de carga son sistemas que permiten subir cargas a alturas que son difíciles para una persona alcanzar, existen una gran variedad de elevadores variando el sistema mecánico que permite elevar esta carga.

En el mercado se encuentran elevadores, hidráulicos, elevadores eléctricos, y mecánicos como pueden ser los sistemas de malacate, gato mecánico o sistema de rodamientos de husillo.

2.10.1 Elevador de husillo.

Los elevadores de husillo son sistemas mecánicos, conformados por rodamientos de bolas y una barra roscada, los rodamientos funcionan como unas tuercas, cuando el husillo gira, la tuerca se desplaza de forma lineal[7].

Figura 11: Elevador de husillo.



3. Capitulo 3

Resultados

En este capítulo se presentarán los cálculos requeridos para hallar la potencia necesaria de excavación, y consideraciones para el cálculo, como el factor de crecimiento el rendimiento de la máquina, así mismo se determinarán el diseño y selección de componentes.

El diseño que se plantea esta apoyado en la zanajdora OC-3 universal ditcher 1950 , puesto que es una zanajdora de cangilones accionado por piñones y engranaje interno , ademas posee una banda transportadora para evacuar el suelo excavado.

3.2 Diseño de los cangilones

Como se especifica que la zanja debe de tener un ancho de 0.3 m, se procede a seleccionar un canjilón como referencia para conocer las dimensiones que posee, teniendo en cuenta el ancho de corte del cangilón.

Del catálogo Thiele anexo A seleccionamos un cangilón con un ancho de corte 315 mm, y alberga un volumen de $0.0058 m^3$. Estas dimensiones se toman en cuenta para su posterior diseño que se presentara en el capítulo 4.

3.3 Cálculo de velocidades del canjilón.

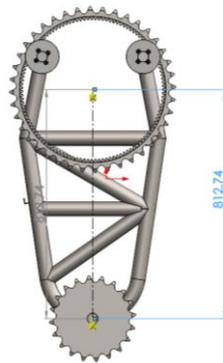
El cálculo de velocidades en el punto de descarga se determinó con respecto a valores ya determinados en elevadores de cangilones, para descargas centrifugas, los valores de la cadena oscilan entre (1.2 m/seg a 1,4 m/seg) y para descargas por gravedad valores de (0.5 m/seg a 1.0 m/seg). [referencia]

Se determino una velocidad lineal de descarga de 0.62 m/seg, indicándonos 20 rpm.

3.4 Calculo longitud de la cadena.

En el diseño de la zanjadora se definió una distancia entre centros entre las ruedas dentadas de 0,81 m y un radio de giro de 0,3 m del engrane interno y 0,15 m del piñón inferior.

Figura 12: Esquema del análisis entre centros.



Para calcular la longitud de la cadena utilizamos la ecuación 2:

$$l = (2 * 0,81 \text{ m}) + (\pi * 0,3 \text{ m}) + (\pi * 0,15 \text{ m}) = 3,03 \text{ m}$$

3.5 Cálculo de la capacidad horaria teórica.

Para la cantidad de cangilones se tuvo en cuenta el volumen de excavación de cada pasada, y realizar una zanja en un tiempo mínimo estimado de 1 hora, además se debe aprovechar la longitud de la cadena considerando un espacio entre cangilones razonable.

Como se establece un total de 12 cangilones para posicionarlos en la cadena en distancias iguales, lo que se realiza es dividir la distancia de la cadena con respecto al número de canjilones:

$$\frac{3,03 \text{ m}}{12 \text{ canjilones}} = 0,25 \text{ m}$$

Ahora se calcula el número de cangilones que hay en cada metro de cadena, esto se realiza dividiendo el número de cangilones, sobre la longitud de la cadena

$$\frac{12 \text{ cangilones}}{3,03 \text{ m}} = 3,96 \text{ cangilones/m}$$

Para calcular la cantidad de cangilones vertidos por minutos se debe tener en cuenta la velocidad de la cadena, que en este caso es de 37,70 m/min que en si es la velocidad tangencial de lo piñones.

$$37,70 \frac{\text{m}}{\text{min}} * 3,96 \frac{\text{cangilon}}{\text{m}} = 149,12 \frac{\text{cangilon}}{\text{min}}$$

Utilizando la ecuación 2 se calcula la capacidad horaria teórica de los cangilones, con una capacidad efectiva de 0.0058 m³, el rendimiento volumétrico de los cangilones es del 100%, el número de cangilones vertidos

por minuto es de 149.12 cangilon/ min y el coeficiente de crecimiento es de 1.5.

$$D = \frac{0,0058m * 149.12 \text{ cangilon/min} * 60 * 1}{1,5} = 34.60 \frac{m^3}{h}$$

3.6 Cálculo de la capacidad horaria efectiva

Para el cálculo de la capacidad horario efectiva se debe de tener en cuenta que durante la operación de excavación se tendrán que realizar paradas técnicas como puestas a punto o reparaciones, esto con lo cual se infiere en que la maquina no trabaja de forma continua.

Se asumirá que la maquina zanjadora tiene una duración de trabajo efectivo de 50 minutos. Así que se debe de considerar un rendimiento horario del 83%,

Rendimiento horario:

$$\frac{60 \text{ min}}{50 \text{ min}} * 100 = 83\%$$

Utilizando la ecuación 3 se calcula la capacidad horaria efectiva:

$$D' = 34.60 \frac{m^3}{h} * \left(\frac{50 \text{ min}}{60 \text{ min}} \right) * 0.9 = 25.84 \frac{m^3}{h}$$

Se considera un rendimiento de obra de $n_{obra} = 0.9$, obtenido una capacidad efectiva de $25.84 \frac{m^3}{h}$ de excavación de la maquina zanjadora.

3.7 Cálculo de la carrera de ataque optima.

La carrera de ataque optima es el recorrido para el cual el cangilón asegura el llenado en un ciclo.

Para el cálculo de la carrera de ataque se sabe que la altura de la zanja es de 0,6 m y el radio de corte de 0,5 m. procedemos a utilizar la ecuación 4.

$$l = \frac{2 * \pi * 0,5 m}{4} + (0,6 m - 0,5 m) = 0,89 m$$

3.8 Cálculo de la profundidad de corte.

El coeficiente de crecimiento es de 1.5, la anchura de la cuchara es el ancho de la zanja que en este caso es de 0,3 m, la capacidad del cangilón es de $0,0058 m^3$, y la longitud de carrera de ataque es de 0,89 m. Ecuación 5.

$$a = \frac{0,0058 m^3}{0,89 m * 0,3 m * 1,5} = 0,014 m$$

La profundidad con la que está excavando el canjilón en cada pasada es de 0,014 m.

3.9 Cálculo de la velocidad de avance.

Ahora se procede calcular la velocidad de avance de la máquina para asegurar correctamente que los cangilones se llenen. Ecuación 6

$$d = \frac{34,60 \frac{m^3}{h}}{0,6 m * 0,3 m} = 192,19 \frac{m}{h}$$

Esta longitud excavada por hora corresponde a la velocidad de avance de la máquina, que al realizar la conversión a m/min es de 3.29 m/min.

3.10 Cálculo de la resistencia al corte.

Para calcular la potencia de corte se debe tener en cuenta la resistencia específica al corte del material. La industria minera ya ha realizado ensayos de los suelos para los cuales operan.

Como no se encontraron datos registrados de la resistencia específica al corte en suelos orgánicos, se decidió realizar un ensayo en el laboratorio para hallar este valor.

Se diseñó un prototipo que permita cortar una cantidad de tierra negra mediante una cuchilla. Las dimensiones del prototipo son de 10 cm de ancho por 20 cm de largo con una altura de 12 cm.

Figura 13: Modelo de ensayo de corte de suelo.





Para la medición de la fuerza de corte específica, se utiliza un dinamómetro digital y se realizan 5 mediciones obteniendo los valores que se pueden ver en el anexo A.

Tabla 2: Promedio de las mediciones de fuerza de corte.

RESULTADO DE MEDICION DE LA FUERZA DE CORTE			
ENSAYOS	FUERZA (N/cm)	VARIANZA	DESVIACION ESTANDAR
1	8,69	10,26	3,29
2	7,65	8,05	2,83
3	12,09	23,92	4,89
4	7,58	4,96	2,22
5	10,26	16,19	4,02

El promedio de la fuerza de corte específica es de $K_L = 925 \text{ N/m}$, sin embargo, como se trata de una medición que no tiene en cuenta factores como la permeabilidad del suelo, humedad, tamaño del grano y consideraciones como la fricción entre el cangilón y el suelo, se considera un factor de seguridad de $N=3$, obteniendo con valor final una resistencia de corte $K_L=2700 \text{ N/m}$.

3.11 Cálculo de la potencia de corte.

En primera medida se calcula la fuerza de corte que ejerce el canjilón, y para eso se debe de tener en cuenta la resistencia al corte que se calculó mediante un ensayo experimental, obteniendo un valor de $K_L = 2700 \text{ N/m}$ y la arista de corte que corresponde con la longitud a cortar $a = 0.014 \text{ m}$.

Se calcula la fuerza de corte de un canjilón mediante la Ecuación 7.

$$F_c = 2700 \frac{\text{N}}{\text{m}} * (0,3 + 2 * 0,014) = 888,6 \text{ N}$$

En ejecución están excavando 4 canjilones, esto da una fuerza de corte total de:

$$F_{c_T} = 888,6 \text{ N} * 4 = 3554.3 \text{ N}$$

Para el cálculo de la potencia de corte se debe de tener en cuenta la velocidad tangencial de la cadena $V = 0,62 \text{ m/seg}$. Ecuación 8.

$$P_c = 3554.3 \text{ N} * 0,62 \frac{\text{M}}{\text{seg}} = 2233.3 \text{ W}$$

3.12 Cálculo de la potencia de aceleración.

La potencia de aceleración es la potencia necesaria para mover el material que se está excavando. La densidad de la tierra negra orgánica es de 1800 Kg/m^3 .

Ecuación 9:

$$Pa = \frac{1800 \frac{kg}{m^3} * 31,86 \frac{m^3}{h} * \frac{0,628^2 m}{s}}{3600} = 6,28 W$$

3.13 Cálculo de la potencia elevación.

Se calcula el volumen contenido en el cangilón obtenida por la distancia que hay entre canjilones. Ecuación 10.

$$V = 0,25 m * 0,3 m * 0,014 m = 0,0011 m^3$$

Ahora se procede a calcular la masa del material en ese volumen.

$$M_i = 0,0011 m^3 * 1800 \frac{kg}{m^3} = 1,99 kg$$

Como en todo momento de la operación de excavación hay 4 cangilones excavando, se suman estas masas obteniendo:

$$M_t = 10 M_i$$

$$M_t = 10 * 1,99 kg = 19,9 kg$$

Ahora se le sumará la masa de los 2 canjilones llenos que hay hasta el punto de descarga.

$$M_t = 19,9 kg + 2 \left(1800 \frac{kg}{m^3} * 0,0058 m^3 \right) = 40,75 kg$$

El peso del material excavado es de:

$$P = 40,75 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} = 399,79 \text{ N}$$

Para el cálculo de la potencia de elevación se requiere de la velocidad de la cadena:

$$P_e = 399,79 \text{ N} * 0,63 \frac{\text{m}}{\text{seg}} = 251,86 \text{ W}$$

3.14 Cálculo de la potencia total de excavación.

La potencia total de excavación será la suma de las potencias calculadas anteriormente, se ha de tener en cuenta el efecto de las perdidas. La potencia perdida será a causa de rozamientos con el terreno y de perdidas mecánicas. Se supone que el rendimiento total de la máquina es del 95%. Para el cálculo de la potencia total no se tendrá en cuenta el peso de la propia cadena ya que, al ser la distribución de esta simétrica respecto al eje, el peso de un lado contrarresta el peso del otro, requiriendo solamente una mínima potencia de puesta en marcha. Ecuación 13.

$$P_t = \frac{2233,3 \text{ W} + 6,28 \text{ W} + 251,2 \text{ W}}{0,95} = 2622 \text{ W}$$

3.15 Cálculo de la potencia para profundización

En el ANEXO C se presenta la hoja de cálculo en la que se encuentran los valores para hallar la potencia de excavación y profundización. Como la potencia de profundización es menor a la potencia requerida para la excavación, no se describirán los cálculos en el documento, pero si se efectúan en la hoja de cálculo.

3.16 Cálculo del momento de torque de accionamiento de la máquina.

Se procede a calcular el torque de la máquina, utilizando la ecuación 14 de torque, conociendo que la potencia de excavación para la maquina es de 2371 W, y la velocidad angular de 40 rpm. Se debe de realizar la conversión a rad/seg.

$$T = \frac{2622.5 \text{ W}}{4,18 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}} = 626.1 \text{ N} * m$$

3.2 Cálculo de las pérdidas mecánicas.

Las pérdidas es algo que suele presentar las transmisiones de potencia mecánicas, estas pérdidas se deben de tener en cuenta a la hora de calcular la potencia a una máquina, para así evitar problemas en la selección del motor final. las pérdidas por transmisiones de cadena oscilan entre 95 y 98 % (9), las pérdidas por engranajes oscilan entre el 98 y el 97%, las pérdidas por correas oscilan entre el 96 % y el 98%.

3.2 Cálculo de la potencia total de accionamiento

En el capítulo 3.10 se determinó la potencia total de excavación, con un rendimiento del 95% por las pérdidas generadas por la cadena y fricción entre los demás componentes.

A continuación, se procede con el cálculo de la potencia total, que requiere la maquina zanjadora, considerando la eficiencia mecánica de los engranajes, las poleas y la caja reductora.

$$P_T = \frac{2622,46 \text{ W}}{(0.97 * 0.96 * 0.98)} = 2873.68 \text{ W}$$

3.3 Cálculo de los piñones.

Para el cálculo y diseño de los piñones que conforman el sistema de zanjado, se deben de tener en cuenta la dimensión del piñón superior, como se ha planteado anteriormente se debe considerar una rueda de diámetro de 60 cm, para que se pueda implementar una tolva metálica la cual permitirá evacuar la tierra excavada por los cangilones.

Los requisitos de la maquina son los siguientes:

- Potencia del motor: 5 hp
- La velocidad de entrada en el piñón superior es de 40 rpm.
- la velocidad del piñón inferior debe de ser de 20 rpm.
- El eje del piñón superior es de 2.1 in, mientras que el eje del piñón inferior es de 1.2 in.
- La distancia entre centros de los ejes es de 0.81 cm.

Como se requiere unos piñones con unas dimensiones elevadas para el propósito de diseño se escogen unos piñones que se adapten a los requisitos de la máquina. Los piñones que se determinaron se muestran a continuación en la siguiente tabla:

Tabla 3: Datos de los piñones seleccionados.

DATOS DE LOS PIÑONES SELECCIONADOS		
	PIÑON SUPERIOR	PIÑON INFERIOR
N° DE DIENTES	40	20
VEL. ROTACION (RPM)	20	40
PASO (in)	1,75	1,75
DIAMETRO (in)	23,3	12,1

Los piñones que se especificaron están diseñados para una potencia de 17.2 HP y 50 rpm, cumplen con la relación de velocidad que se requiere , en las tablas se especifica una lubricación tipo B para las condiciones normales para las cuales están diseñadas , como en nuestro caso es un piñón sobredimensionado , se puede utilizar lubricación tipo A, además para el piñón 140 A 20 el diámetro máximo permisible para eje es de 40 mm , el cual nos deja un amplio margen para montarlo en un eje de 1.2 in. ANEXO D.

Se requiere piñones tipo A, que son piñones sin manzana para poder adaptarle una manzana que se adapte al eje de fijación. La longitud de la cadena es de 3.03 m de longitud o 68 eslabones.

3.3.1 Selección del aditamento de la cadena.

Se selecciona una cadena de una sola hilera para un piñón de paso 1,75 in, con una longitud de 3,03 m, sin embargo, como son dos cadenas una a cada lado la longitud total es de 6,06 m. para la sujeción de los cangilones se determinan unos aditamentos estándar K-1.

Figura 14: Aditamiento de cadena tipo K-1.



3.4 Diseño del engrane recto interno.

Para el diseño del engrane, se debe de tener en cuenta el diámetro del piñón superior, que como ya se especificó en el diseño de los piñones debe de tener un diámetro de 60 cm.

Los requisitos de la máquina, para el diseño del engrane son los siguientes:

- Potencia de diseño: 5 HP.
- Revoluciones de entrada: 140 RPM.
- Revoluciones de salida: 20 RPM.

Se debe de especifica que se diseñara un engrane recto con un ángulo de presión de 20 grados, dado que se trata del diseño de un engrane recto interno.

A continuación, se consideran algunos factores importantes:

- Como se diseña una zanjadora con velocidades de trabajo bajas, el factor de sobre carga se considera ligero con un valor de 1.4:
- La potencia de diseño se efectúa multiplicando la potencia especificada por el factor de sobrecarga 7 HP.

- Se selecciona un paso diametral de 6, esto con el fin de obtener el diámetro requerido en la parte superior del mecanismo.

A continuación, se presenta el resumen de los datos de diseño de los engranes.

Tabla 4: Datos de los engranes diseñados.

DATOS DE LOS ENGRANAJES		
	ENGRANE INTERNO	ENGRANE EXTERNO
N° DIENTES	119	17
PASO DIAMETRAL	6	6
DIAMETRO DE PASO (in)	19,8	2,8
PASO CIRCULAR (in)	0,5	0,5
MODULO	0,2	0,2
PIE DEL DIENTE (in)	0,2	0,2
ALTURA DEL DIENTE (in)	0,4	0,4
ESPELOR DEL DIENTE (in)	0,3	0,3
DIAMETRO EXTERIOR (in)	19,5	3,2
DIAMETRO INTERIOR (in)	20,1	2,5

Lo que se pretende en el diseño es crear una sola piensa maquinada entre el engrane recto interno y el piñón superior, el material que se escoge para la fabricación de la pieza es el acero AISI 1040.

Figura 15: Diseño del engrane interno especial para zanjado.



3.5 Diseño de ejes

Para el procedimiento del diseño de los ejes se tendrá en cuenta que se utilizará un acero 4140 OQT 1000 con una resistencia última a la tensión de $S_u = 168\,000$ y una resistencia a la fluencia de $S_y = 152\,000$ Ksi, esto con el fin de obtener diámetros no tan grandes, que nos dificulten el diseño de la estructura tubular. El eje se diseñará para una confiabilidad del 0.99 y se manejará $C_r=0.8$, el tamaño del eje debe de mantener un diámetro razonable y confiable, así que se manejará un $C_s=0.86$. La resistencia real a la fatiga es de $S'_n = 38\,758$ psi, el factor de seguridad para el eje será de $N=2$.

La ecuación para el diseño de los ejes se toma del libro de Diseño de elementos de máquinas cuarta edición MOTT.

Ecuación diseño de ejes

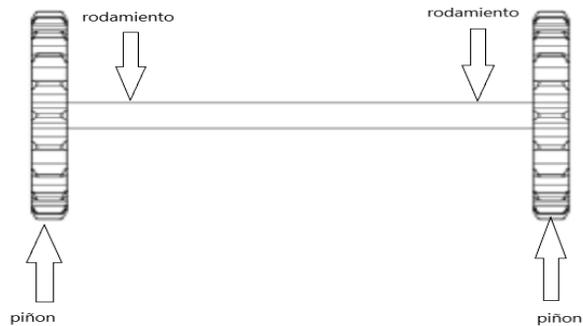
$$D_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 * N^2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t * M}{S'_n}\right)^2 + 0.75 \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}}$$

3.5.1 Diseño de eje inferior del sistema de zanjado

Este eje gira por medio del sistema de cadenas las cuales están siendo accionadas por la rueda dentada superior conductora.

El esquema del eje es el siguiente:

Figura 16: Esquema del eje inferior.



Para el diseño del eje se debe de tener en cuenta la potencia a la cual estará sometido el eje, que se ha definido un motor de 5 Hp, las revoluciones las cuales el eje estará sometido son de 40 rpm.

Calculamos el par torsional para el cual estará sometido el eje:

$$T = \frac{63000 * 2.5}{40} = 3937.5 \text{ lb} * \text{in}$$

Como son dos catarinas las cuales están realizando el trabajo de zanjado y poseen las mismas características, la potencia se divide entre cada una.

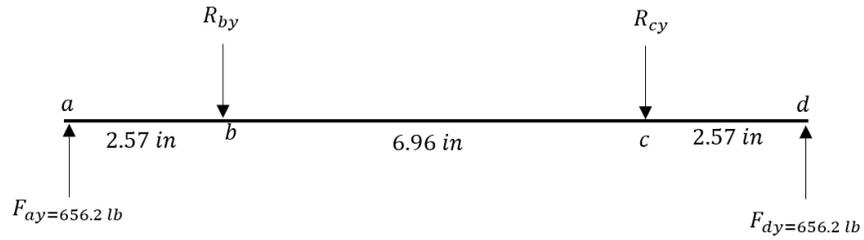
Las cadenas de las catarinas están ejerciendo la fuerza en sentido vertical, así que solo se realizará el cálculo de las reacciones en el plano vertical.

Fuerzas sobre el eje por las catarinas.

$$F_{ay} = F_{dy} = \frac{3937.5 \text{ lb} * \text{in}}{\left(\frac{12 \text{ in}}{2}\right)} = 656.2 \text{ lb}$$

Calculamos las fuerzas en el plano vertical.

Figura 17: Esquema de fuerzas del eje inferior.



Donde:

$$\sum M_b = 0 \rightarrow -656.2 * (2.57) - c * (6.96) + 656.2 * (2.57) = 0$$

$$\sum F_v = 0 \rightarrow 656.2 - b - 656.2 + 656.2 = 0$$

Tabla 5: Resultados de las reacciones del eje inferior.

	VALORES	SENTIDO
R_{dy}	656.2 lb	↓
R_{cy}	656.2 lb	↓

Una vez conocidas las reacciones en los apoyos, calculamos el momento flector.

Figura 18: Diagramas de carga cortante y momento flexionante del eje inferior.

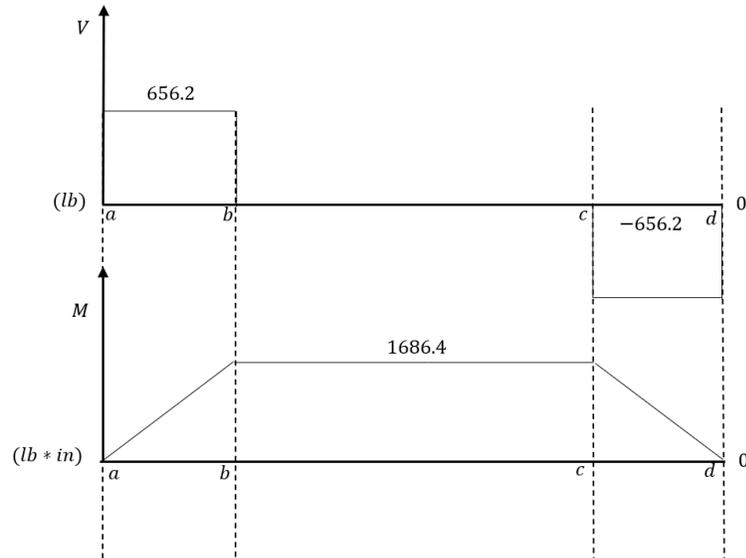
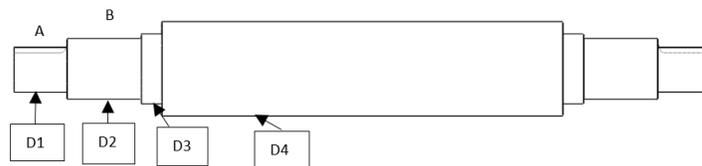


Figura 19: Esquema del diseño del eje.



Solo se presenta momento flector en el plano vertical de $M = 1686.4 \text{ lb} * \text{in}$.

El momento torsor al ser constante en todo el eje será de $3937.5 \text{ lb} * \text{in}$:

A la derecha de **A** se produce torción en el eje, mientras que a la izquierda de **A** el momento flexionante es cero. Se calculará el diámetro del eje mediante solo el término de la torsión. $D1=0.77 \text{ in}$.

A la izquierda de B se presenta el momento flexionante de 1227 lb*in y el par torsor es constante en todo el eje $T=3937.5 \text{ lb*in}$. Se diseña con un chaflan redondeado $K=1.5$. $D_2= 1.02 \text{ in}$

A la derecha de B se presenta mismo momento de flexión y mismo par torsional, lo único que cambia es el concentrador de esfuerzos, que en este caso para un chaflan agudo es $k=2.5$. $D_3=1.18 \text{ in}$.

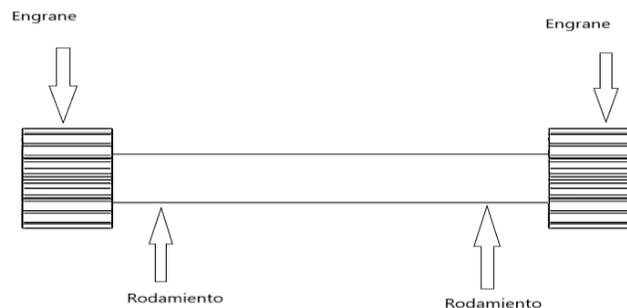
Se decide igualar los diámetros D_1 y D_2 para minimizar el maquinado y para agregar un poco más de factor de seguridad. El $D_4=1.5 \text{ in}$ se especifica con un valor mayor al D_3 para proporcionar un escalón suficiente para los rodamientos.

3.5.2 Diseño del eje superior conducido

Este eje gira por medio del sistema de las ruedas dentadas que son las que proporcionan el accionamiento del zanjado.

El esquema del eje es el siguiente:

Figura 20: Esquema del eje superior conducido.



Para el diseño del eje se debe de tener en cuenta la potencia a la cual estará sometido el eje, que se ha definido un motor de 5 Hp, las revoluciones las cuales el eje estará sometido son de 140 rpm.

Calculamos el par torsional para el cual estará sometido el eje:

$$T = \frac{63000 * 2.5}{140} = 1125 \text{ lb} * \text{in}$$

Como son dos engranajes los cuales están realizando el trabajo de zanjado y poseen las mismas características, la potencia se divide entre cada una.

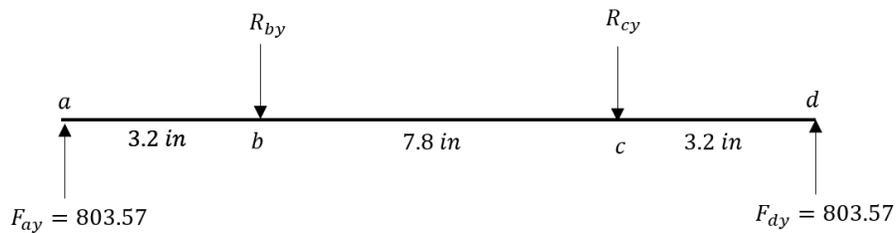
Se calcula la carga transmitida y la carga radial:

$$F_{ay} = F_{dy} = \frac{1125 \text{ lb} * \text{in}}{\frac{2.8 \text{ in}}{2}} = 803.5 \text{ lb}$$

$$F_{ax} = F_{dx} = 803.5 * \tan(20) = 292.4 \text{ lb}$$

Calculamos las fuerzas en el plano vertical.

Figura 21: Diagrama de fuerzas del eje conducido.



Donde:

$$\sum Mb = 0 \rightarrow -803.57 * (3.2) - c * (7.8) + 803.57 * (11) = 0$$

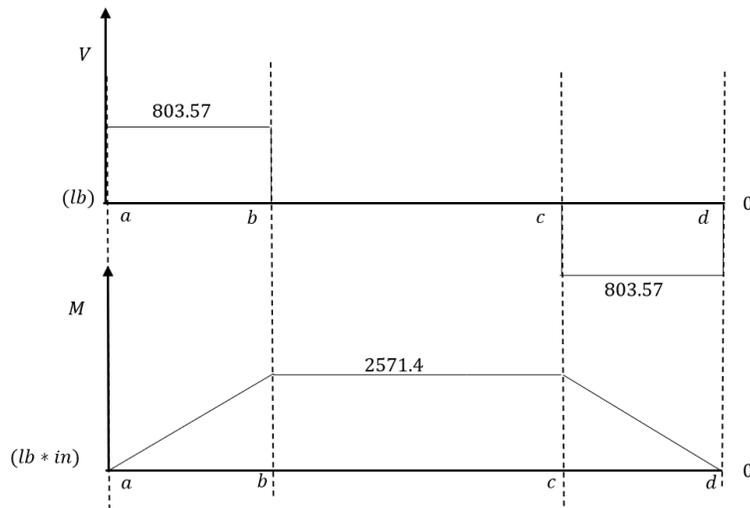
$$\sum Fv = 0 \rightarrow 803.57 - b - 803.57 + 803.57 = 0$$

Tabla 6: Resultados de las reacciones del componente vertical del eje conducido.

	VALORES	SENTIDO
R_{dy}	803.57 lb	↓
R_{cy}	803.57 lb	↓

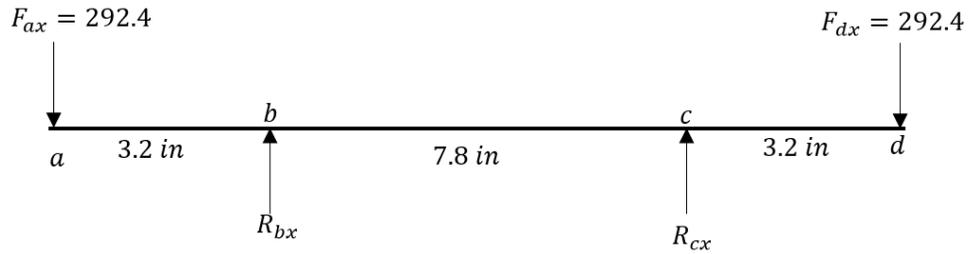
Una vez conocidas las reacciones en los apoyos, calculamos el momento flector.

Figura 22: Diagrama de fuerza cortante y momento flector.



Calculamos las fuerzas en el componente horizontal.

Figura 23: Análisis de fuerzas horizontal en el eje superior conducido



Donde:

$$\sum Mb = 0 \rightarrow 292.4 * (3.2) + c * (7.8) + 292.4 * (11) = 0$$

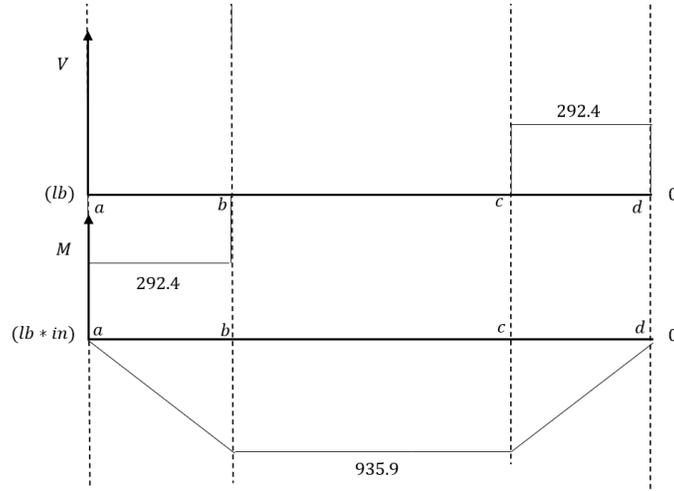
$$\sum Fv = 0 \rightarrow 292.4 - b - 292.4 + 292.4 = 0$$

Tabla 7: Resultados de las reacciones del componente horizontal del eje conducido.

	VALORES	SENTIDO
R_{bx}	292.4 lb	↑
R_{cx}	292.4 lb	↑

Una vez conocidas las reacciones en los apoyos, calculamos el momento flector.

Figura 24: Diagrama de fuerza cortante y momento flector.



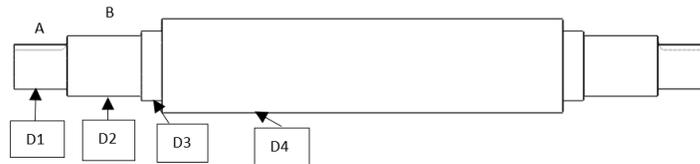
Una vez calculados los esfuerzos cortantes y momento flector en el plano horizontal y vertical, procedemos a determinar el momento flector máximo total. Como el momento es constante en cada plano, se determinará un solo resultado.

$$Mb = \sqrt{(2571.4)^2 + (935.9)^2} = 2736.4 \text{ lb} * \text{in}$$

Esquema del diseño del eje:

El diseño del eje es similar al eje inferior por lo cual se toma el mismo modelo, pero se debe de tener en cuenta que en cambio de catarinas lleva engranajes.

Figura 25: Esquema del diseño del eje.



Se presenta momento flector total de $M = 2736.4 \text{ lb} * \text{in}$. El momento torsor al ser constante en todo el eje será de $T = 1125 \text{ lb} * \text{in}$:

A la derecha de **A** se produce torción en el eje, mientras que a la izquierda de **A** el momento flexionante es cero. Se calculará el diámetro del eje mediante solo el término de la torsión. $D1=0.50 \text{ in}$.

A la izquierda de **B** se presenta el momento flexionante de $M = 2736.4 \text{ lb} * \text{in}$ y el par torso es constante en todo el eje $T = 1125 \text{ lb} * \text{in}$. Se diseña con un chaflán redondeado $K=1.5$. $D2= 1.29 \text{ in}$

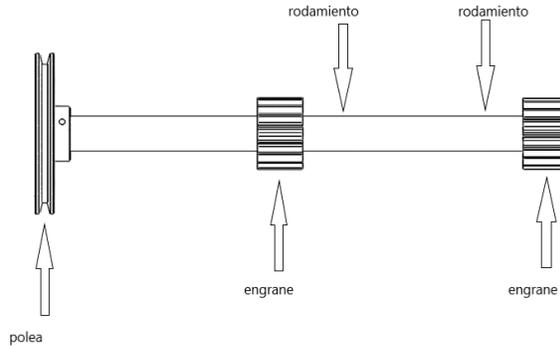
A la derecha de **B** se presenta mismo momento de flexión y mismo par torsional, lo único que cambia es el concentrador de esfuerzos, que en este caso para un chaflán agudo es $k=2.5$. $D3=1.53 \text{ in}$.

Igual que en eje interior se decide igualar los diámetros $D1$ y $D2$ para minimizar el maquinado y para agregar un poco más de factor de seguridad. El $D4=1.8 \text{ in}$ se especifica con un valor mayor al $D3$ para proporcionar un escalón suficiente para los rodamientos.

3.5.3 Diseño del eje superior conductor.

Este eje gira por la acción de la caja reductora que conecta por medio de poleas al sistema de zanjado.

Figura 26: Esquema eje superior conductor.



Calculamos el par torsional el cual está sometido el eje en la polea.

$$T_a = \frac{63000 * 5}{140} = 2250 \text{ lb} * \text{in}$$

La potencia de entrada sucede en la polea y de tal forma se debe de calcular el par torsional en la polea, luego la potencia se distribuye en los engranajes que son los que darán accionamiento a la rueda dentada superior.

$$T_b = T_e = \frac{63000 * 2.5}{140} = 1125 \text{ lb} * \text{in}$$

Ahora calculamos las fuerzas que actúan sobre la polea.

$$F_a = F_1 - F_2 = \frac{2250 \text{ lb} * \text{in}}{\frac{6 \text{ in}}{2}} = 750 \text{ lb}$$

Teniendo en cuenta una relación por la tensión de las bandas:

$$F_a = F_1 + F_2 = 1.5(750) = 1125 \text{ lb}$$

Las fuerzas de flexión con respecto a la banda tienen una inclinación de 40° , así que debemos de descomponer estas fuerzas y calculamos:

$$F_{ax} = 1125 * \cos(40) = 861.8 \text{ lb}$$

$$F_{ay} = 1125 * \text{sen}(40) = 723.1 \text{ lb}$$

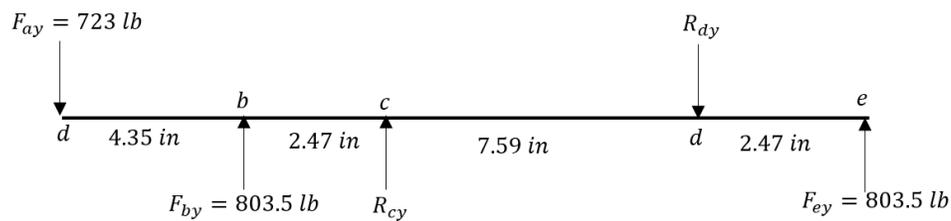
Ahora calculamos las cargas transmitidas sobre los engranajes:

$$F_{by} = F_{ey} = \frac{1125 \text{ lb} * \text{in}}{\frac{2.8 \text{ in}}{2}} = 803.5 \text{ lb}$$

$$F_{bx} = F_{ex} = 803.5 * \tan(20) = 292.4 \text{ lb}$$

Calculamos las reacciones en el plano vertical:

Figura 27: Esquema de fuerzas del eje conductor.



Aplicamos las ecuaciones de la estática:

$$\sum M_c = 0 \rightarrow -803.5 * (2.47) + 723.1 * (10.74) - d * (7.59) + 803.5 * (10.46) = 0$$

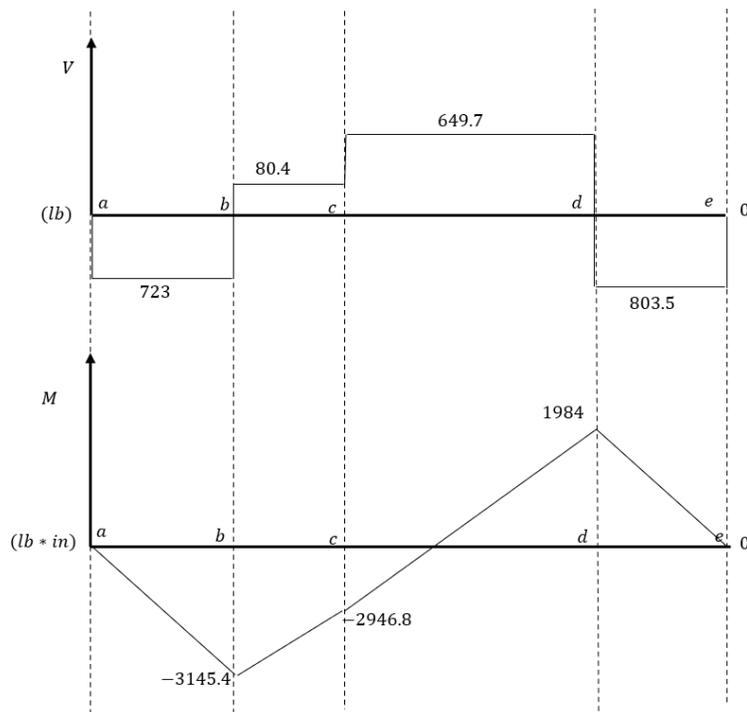
$$\sum F_v = 0 \rightarrow -723.1 + 803.5 + c - 1660.7 + 803.5 = 0$$

Tabla 8: Resultados de las reacciones del componente vertical del eje superior.

	VALORES	SENTIDO
R_{cy}	569.3 lb	↑
R_{dy}	1453.4 lb	↓

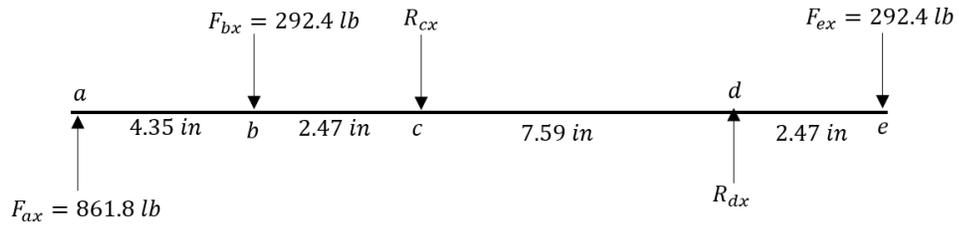
Ahora que calculamos las reacciones en los apoyos, procedemos a calcular diagrama de carga cortante y momento flexionante.

Figura 28: Diagramas de carga cortante y momento flexionante del eje inferior.



Calculamos las fuerzas en el componente horizontal.

Figura 29: Análisis de fuerzas horizontal del eje superior.



Aplicamos las ecuaciones de la estática:

$$\sum M_c = 0 \rightarrow +292.4 * (3.14) - 861.8 * (7.47) - d * (6.3) + 292.4 * (9.44) = 0$$

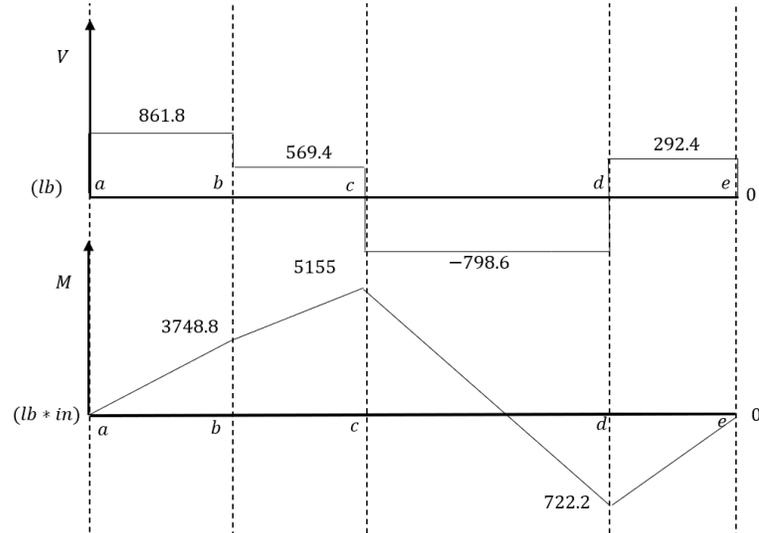
$$\sum F_v = 0 \rightarrow +861.8 - 292.4 - c + 437.9 - 292.4 = 0$$

Tabla 9: Resultados de las reacciones del componente horizontal del eje superior.

	VALORES	SENTIDO
R_{cx}	1132.6 lb	↓
R_{dx}	270.8 lb	↑

Ahora que calculamos las reacciones en los apoyos, procedemos a calcular diagrama de carga cortante y momento flexionante.

Figura 30: Diagramas de carga cortante y momento flexionaste del eje inferior.



Una vez calculados los esfuerzos cortantes y momento flector en el plano horizontal y vertical, procedemos a determinar el momento flector máximo total.

$$M_b = \sqrt{(3109.3)^2 + (3705.7)^2} = 4837.38 \text{ lb} * \text{in}$$

$$M_c = \sqrt{(5493.6)^2 + (2586.8)^2} = 6192.1 \text{ lb} * \text{in}$$

$$M_d = \sqrt{(898.4)^2 + (2540.7)^2} = 2694.9 \text{ lb} * \text{in}$$

Figura 31: Esquema del diseño del eje superior



Se presenta momento flector total de $M = 4837.3 \text{ lb} * \text{in}$. El momento torsor al ser constante en todo el eje será de $T = 2250 \text{ lb} * \text{in}$:

A la derecha de A produce torción en el eje, mientras que a la izquierda de A el momento flexionante es cero. Se calculará el diámetro del eje mediante solo el término de la torsión. $D1=0.677 \text{ in}$.

A la izquierda de B se diseña el eje con una chaflan redondo, el momento de flexión máximo es de $M = 4837.3 \text{ lb} * \text{in}$ y el par torsor es de $T = 2250 \text{ lb} * \text{in}$. $D2=1.56 \text{ in}$

A la derecha de B se diseña el eje con un chaflan agudo, el momento de flexión máximo es de $M = 4837.3 \text{ lb} * \text{in}$. el factor de concentración para un chaflan agudo $k=2.5$. $D3=1.85 \text{ in}$

A la izquierda de C se presenta un chaflan redondeado $k=1.5$ el momento de flexión máxima es de $M = 6192.1 \text{ lb} * \text{in}$ el momento torsor es de $T = 2250 \text{ lb} * \text{in}$: $D4 = 1.9 \text{ in}$

A la derecha de C se presenta un chaflan agudo $k=2.5$ el momento flexionante es de $M = 6192.1 \text{ lb} * \text{in}$, el momento torsor es de $T = 2250 \text{ lb} * \text{in}$: $D5=2.01 \text{ in}$.

Igual que en eje inferior y el eje conducido se decide igualar los diámetros $D1$ con $D2$, para minimizar el maquinado y para agregar un poco más de factor de seguridad. El $D5=2 \text{ in}$ se especifica con un valor mayor al $D4$ para proporcionar un escalón suficiente para los rodamientos.

3.6 Selección de la caja reductora.

Para la selección de la caja reductora debemos tener en cuenta el rpm de entrada y de salida, que en este caso se especifica un motor de 5 Hp con un torque de 10.3 NM de torque a 2500 rpm.

Se selecciona una caja reductora coaxial NHL 50/2 de la marca SITI – BREVINI con una relación de reducción 18.22 a 2800 rpm con un peso de 54 Kg y par torque de 825 NM para una potencia de 18 hp. ANEXO E.

3.7 Selección de correas y poleas.

Se procede a calcular las poleas que permitirán el funcionamiento del sistema de zanjado.

3.7.1 Selección de la polea de caja reductora a sistema de zanjado.

Para la selección de la polea nos guiamos con el catálogo que presenta la empresa INTERMEC teniendo en cuenta los siguientes factores:

- Potencia: 5 Hp

- Revoluciones a la salida de la caja reductora: 154 rpm
- Revoluciones a la entrada del eje del sistema de zanjado: 140 rpm
- Se especifica un factor de potencia de servicio normal para un elevador de canjilones con un valor de FS= 1,5.
- Se calcula la potencia de diseño multiplicando el factor de servicio, potencia de diseño= 7,5 Hp.

El objetivo para la selección de la polea se trata de seleccionar la de menor diámetro, y el menor número de canales, se decide dividir la potencia de diseño entre el número de canales.

$$\frac{7.5 \text{ Hp}}{2 \text{ canales}} = 3,75 \text{ hp}$$

Seleccionamos del catálogo apéndice c el diámetro mínimo de polea para la polea conductora.

Se escoge una polea de referencia PQ2 5V 150, para la rueda conductora.

Para la selección de la rueda conducida se requiere conocer la relación de velocidad:

$$\frac{154 \text{ rpm}}{140 \text{ rpm}} = 1,1$$

Luego multiplicamos la relación de velocidad con el diámetro de la rueda conductora.

$$150 \text{ mm} * 1.1 = 1.65 \text{ mm}$$

Como no hay referencia en el catálogo de una polea de esa dimensión, aproximamos a el valor más cercano por encima. se opta por la polea de referencia PQ2 5V 170. ANEXO F.

El ángulo de contacto entre las dos poleas es de 180 grados y se especifica una longitud de la correa es de 2262,4 mm.

3.7.2 Selección polea de motor a caja reductora.

Como el motor de 5 hp que se selecciona, entrega el máximo par motor al 2500 rpm, que son los mismos rpm de entrada que pide la caja reductora para entregar el torque se seleccionan dos poleas del mismo diámetro y que se adapten a la potencia.

3.8 Selección de rodamientos

3.8.1 Selección de rodamiento eje inferior

Se procede a calcular los rodamientos para los apoyos en el eje inferior, el cual están siendo accionados por las catarinas, que están situadas en ambos extremos. Para la selección de los rodamientos tendremos en cuenta las siguientes características.

- Velocidad de giro: 40 rpm
- Diámetro del eje: 1,04 in
- Carga radial: 656,2 lb

- Carga axial: debido a la orientación de las cadenas, no se presentan cargas axiales.
- Entorno: el sistema estará expuesto a condiciones polvorientas, y presentará temperaturas ambientes de 30° C.

Como la velocidad de giro es baja, podemos seleccionar un rodamiento de bolas, según catalogo seleccionamos un rodamiento, teniendo en cuenta el diámetro del eje catálogo. ANEXO G.

El rodamiento que seleccionamos es el 16006 con un diámetro interno $d=30$ mm, un diámetro externo $D= 55$ mm, soporta una carga estática de 6,55 kN, la lubricación que requiere es tipo ISO VG 150, con una vida nominal de 28789 horas.

3.8.2 Selección del rodamiento del eje superior.

Para la selección de los rodamientos tendremos en cuenta las siguientes características.

- Velocidad de giro: 140 rpm
- Diámetro del eje: 2.1 in
- Carga radial: 1125 lb
- Carga axial: se presentan cargas en los engranajes en la dirección horizontal y vertical, las cargas de los cojinetes se consideran cargas radiales.

- Entorno: el sistema estará expuesto a condiciones polvorrientas, y presentará temperaturas ambientes de 30° C.

Como la velocidad de giro es baja, podemos seleccionar un rodamiento de bolas, según catalogo seleccionamos un rodamiento, teniendo en cuenta el diámetro del eje catalogo ANEXO G.

El rodamiento seleccionado es el 61810-2RS1, con un diámetro interno $d=50$ mm, un diámetro externo $D=65$ mm, soporta una carga estática de 6,8 kN, la lubricación que requiere es tipo ISO VG 100, con una vida nominal de 294322 horas.

3.9 Selección llantas.

Se deben de seleccionar las ruedas para la maquina zanjadora, para la selección de las ruedas se debe de tener en cuenta la siguiente formula.

$$q = \frac{p_u + p_c}{n}$$

Donde **Pu** es el peso a transportar de la maquina[kg]; **Pc** es el peso de la maquina[kg]; **n** número de ruedas que están en contacto con el suelo especificándose 3 ruedas suponiéndose que por irregularidades del suelo no estén siempre en contactos las 4 ruedas; **q** es capacidad necesaria de cada rueda[kg].

El peso a transportar la maquina es de 62,4 kg que son los canjilones llenos en el proceso de excavación, el peso de la maquina es de 397 kg.

$$q = \frac{62,4 + 397}{3} = 153 \text{ kg}$$

La llanta que se le debe acoplar a la maquina debe soportar una carga mínima de 153 kg.

3.10 Selección de la elevadora de husillo.

El sistema de elevación del sistema de zanjado se empleará un sistema de elevación mecánica de husillo de bolas ya que nos brinda un mejor manejo a comparación de elevadores de malacates o elevadores hidráulicos.

La carga para la cual estará sometido el elevador de husillo será de 271 kg con carga de material.

Se selecciona un elevador de husillo WLB51 standard con una capacidad de carga de 1 Ton. ANEXO H.

4. Capitulo 4

4.2 Diseño y simulación de esfuerzos de los elementos de la zanjadora.

Para el diseño de la zanjadora que se ha propuesto, se decidió analizar cada pieza por medio del programa de simulación de SolidWorks, el cual es un programa que nos permite realizar simulaciones de esfuerzos a piezas de diseño complejas.

El objetivo final es determinar el factor de seguridad de cada estructura que se ha diseñado para tener la confiabilidad de que soportará las cargas con las que estará durante el funcionamiento.

Se prestará especial atención al diseño del chasis tubular que soporta el sistema de zanjado, ya que es el que estará expuesto a esfuerzos debidos a al proceso de excavación, así mismo un análisis de vibraciones para determinar posibles fallas en la estructura.

Se plantea diseñar una máquina que cumpla con las necesidades que pide la empresa Flexport de Colombia con las siguientes condiciones:

Para el análisis de las estructuras de debe de tener en cuenta los siguientes factores:

- Material de las estructuras.
- Carga en Newtons.

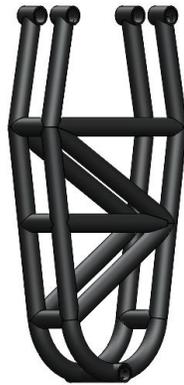
- Restricciones en la geometría del material.

4.3 Diseño del chasis tubular.

Se analiza en primera instancia el chasis tubular, que es la estructura que soporta los canchales, la cadena, los engranajes, los ejes y la tolva,

El chasis tubular está diseñado con tubería estructural negra, estos perfiles redondos se rigen bajo la norma NTC 4526 que se especifica para aceros estructurales un acero ASTM A500 con una resistencia a la fluencia de 350 MPa y un límite de tracción de 450 MPa.

Figura 32: Diseño chasis tubular.



La tubería estructural que se ha utilizado para el chasis tubular se escoge del catálogo Ternium ANEXO I, con la referencia PTE RED 2 con un espesor de pared de 4 mm .se definen las sujeciones en los puntos indicados, el cual indicaría los soportes que mantiene la estructura en orientación vertical.

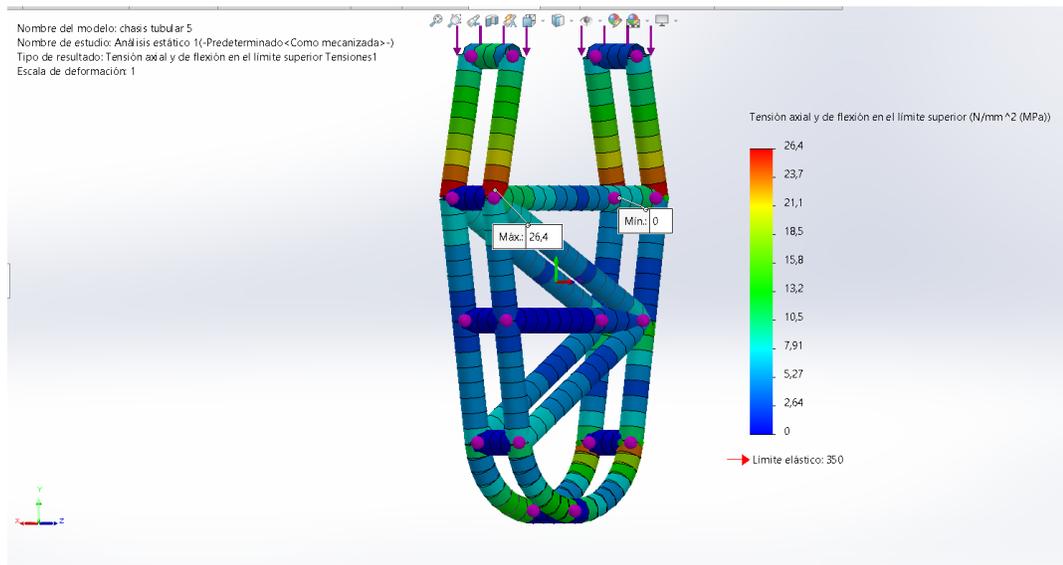
La carga que se define para la estructura se especifica en la tabla 10.

Tabla 10: tabla de los pesos para el chasis tubular.

MATERIAL	CANTIDAD	PESO UNIDAD (kg)	PESO TOTAL (kg)
TIERRA	6	10,4	62,4
CANGILON	12	6	72
CADENA	2	6	12
PIÑON SUPERIOR	2	11,2	22,4
PIÑON INFERIOR	2	10,8	21,6
EJES	3	3,1	9,3
CHASIS TUBULAR	1	20	20
RODAMIENTOS	6	1	6
TOLVA	1	2	2
ENGRANES	4	1,1	4,4
PIEZAS SOPORTE	2	0,4	0,8
ADITAMIENTOS			10
		TOTAL PESO	242,9

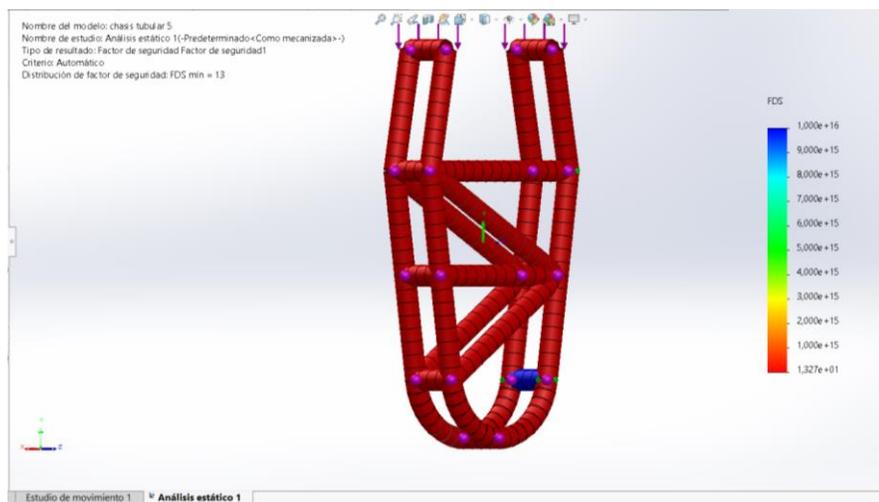
Para la carga de diseño se multiplica el peso a soportar la estructura por la fuerza de la gravedad, así obtenemos una fuerza de 2382 N

Figura 33: Análisis de flexión del chasis tubular.



El análisis de flexión arroja un esfuerzo de deformación máximo de 26.4 MPa. Se debe de asegurar que la estructura tubular sea confiable, por tal motivo se especifica que las estructuras a analizar tengan un factor de seguridad mayor a $N=2$. de acuerdo con el análisis arrojado por el CAD, la estructura presenta un factor de diseño $FD=13$.

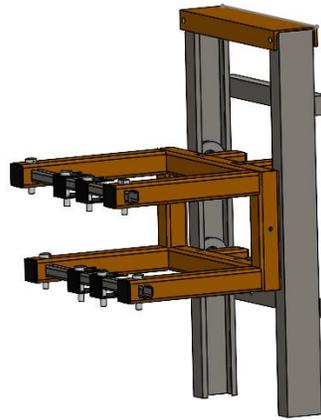
Figura 34: Factor de seguridad del chasis tubular.



4.4 Diseño elevador

Para subir o bajar el sistema de zanjado, se planteó un sistema de elevación manual, similar a los apiladores de carga industriales, mencionados en el capítulo 3. Se diseña una estructura capaz de soportar el peso del sistema de excavación.

Figura 35: Diseño estructura elevación.



4.4.1 Diseño de mástil

Para el diseño del elevador se analizará primero el mástil, el cual es la parte principal que permite la elevación del sistema tubular. El mástil está diseñado con perfiles estructurales en C de 100*50 con una pestaña de 15 mm y 3 mm de espesor de pared ANEXO I. El acero del perfil es un ASTM A500 con una resistencia a la fluencia de 350 MPa y un límite de tracción de 450 MPa.

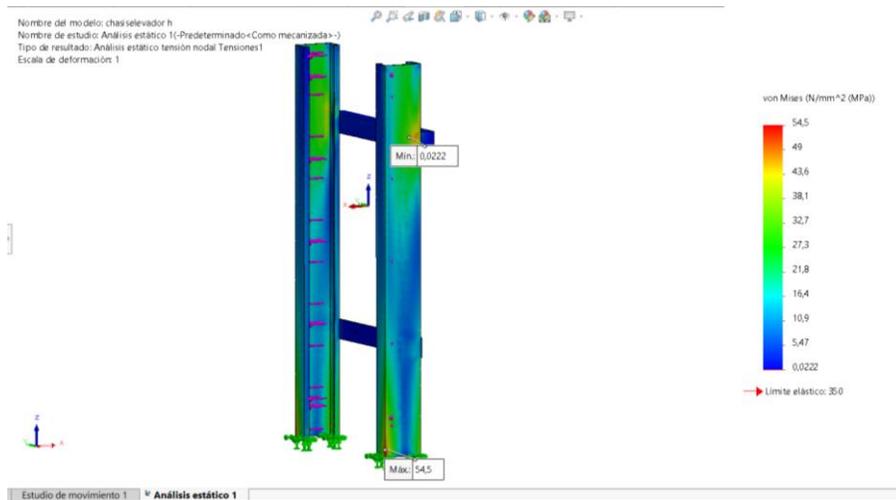
Se definen las sujeciones en los puntos indicados, el cual indicaría la parte soldada al chasis principal de la máquina

Tabla 11: Peso que soporta el mástil.

MATERIAL	CANTIDAD	PESO UNIDAD (kg)	PESO TOTAL (kg)
SISTEMA ZANJADO	6	10,4	62,4
HORQUILLA	12	6	72
EJE DE SUJECION	2	6	12
BARRA DE SUEJECION	2	11,2	22,4
RODAMIENTOS	2	10,8	21,6
		TOTAL PESO	276,9

Para la carga de diseño se multiplica el peso a soportar por la fuerza de la gravedad, así obtenemos una fuerza de 2717 N.

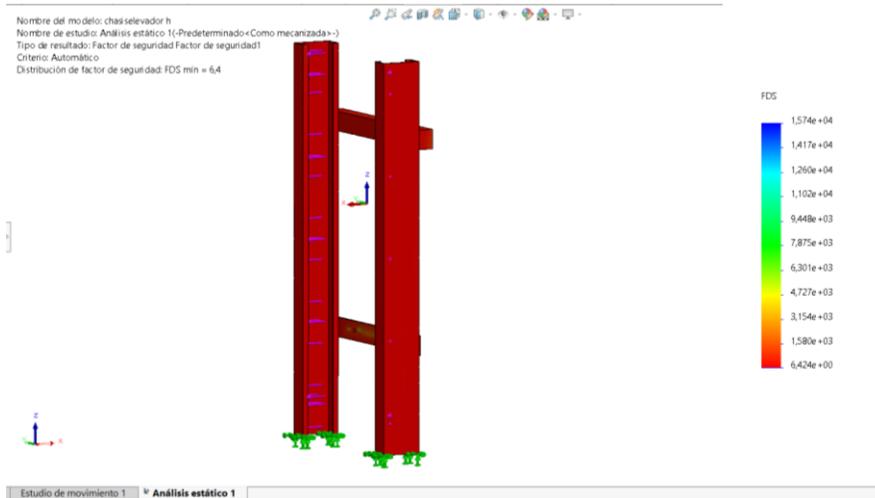
Figura 36: Análisis de flexión del mástil.



El análisis de tensión de Von mises, arroja un esfuerzo de deformación máximo de 54.5 MPa.

Se debe de asegurar que la estructura sea confiable, por tal motivo se especifica que las estructuras a analizar tengan un factor de seguridad mayor a $N=2$. de acuerdo con el análisis arrojado por el CAD, la estructura presenta un factor de diseño $FD=6.4$.

Figura 37: Factor de seguridad del mástil.

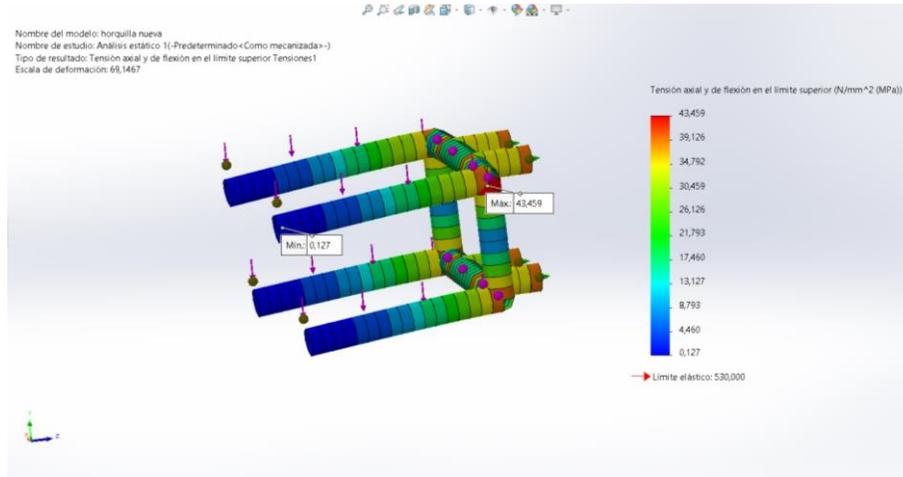


4.4.2 Diseño de la horquilla sujeción.

Para el diseño del elevador se analizará la horquilla, el cual es la parte principal que permite la sujeción del sistema tubular. La horquilla está diseñada con perfiles estructurales en cuadrado de 60*60*4 mm de espesor ANEXO I. El acero del perfil es un ASTM A500 con una resistencia la fluencia de 350 MPa y un límite de tracción de 450 MPa.

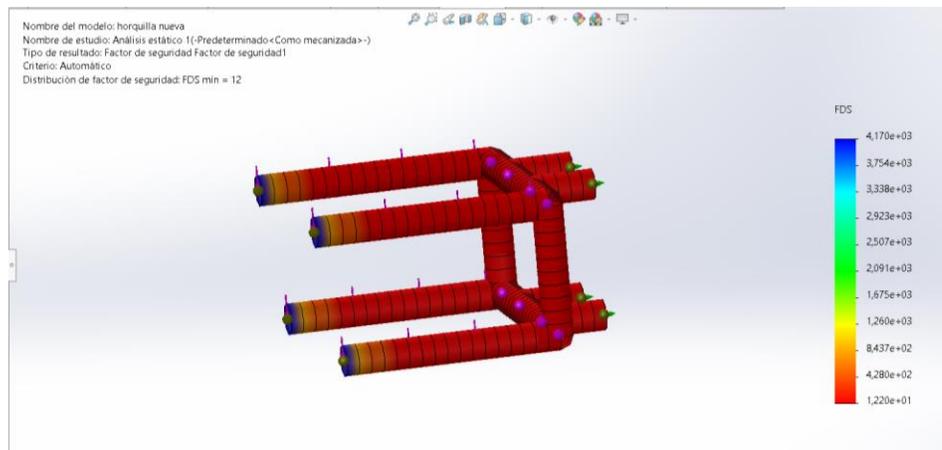
Se definen las sujeciones en los puntos indicados, el cual indicaría la parte soldada al chasis principal de la maquina

Figura 38: Analisis de flexion de la horquilla.



El análisis de tensión de Von mises, arroja un esfuerzo de deformación máximo de 43.4 MPa. Se debe de asegurar que la estructura sea confiable, por tal motivo se especifica que las estructuras a analizar tengan un factor de seguridad mayor a $N=2$. de acuerdo con el análisis arrojado por el CAD, la estructura presenta un factor de diseño $FD=12$.

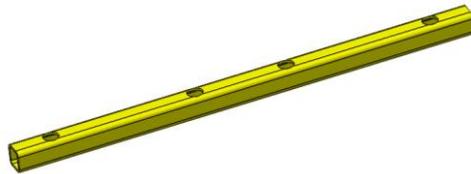
Figura 39: Factor de seguridad de la horquilla.



4.4.3 Diseño de las barras de sujeción.

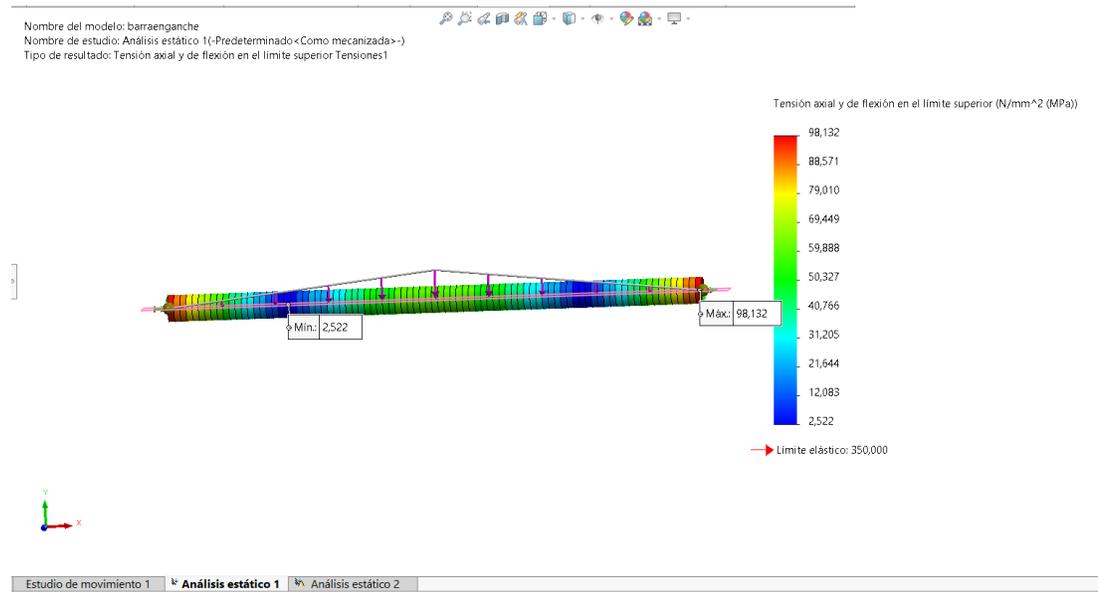
Se plantea el diseño de unas barras que permiten la sujeción entre la horquilla y la estructura tubular del sistema de zanjado.

Figura 40: Diseño de barra para soporte de horquilla.



La viga se diseña con un perfil estructural de 30x 30 mm con un espesor de pared de 2 mm ANEXO I. Para la asignación de fuerzas se considera una distribución triangular, ya que los pasadores que sostienen la estructura tubular se encuentran cerca a la mitad de la barra.

Figura 41: Análisis de tensión axial y de flexión de barra de sujeción.



El análisis de flexión arroja un esfuerzo de deformación máximo de 98 MPa.

Se debe de asegurar que la estructura tubular sea confiable, por tal motivo se especifica que las estructuras a analizar tengan un factor de seguridad mayor a $N=2$. De acuerdo con el análisis arrojado por el CAD, la estructura presenta un factor de diseño $FD=3.6$.

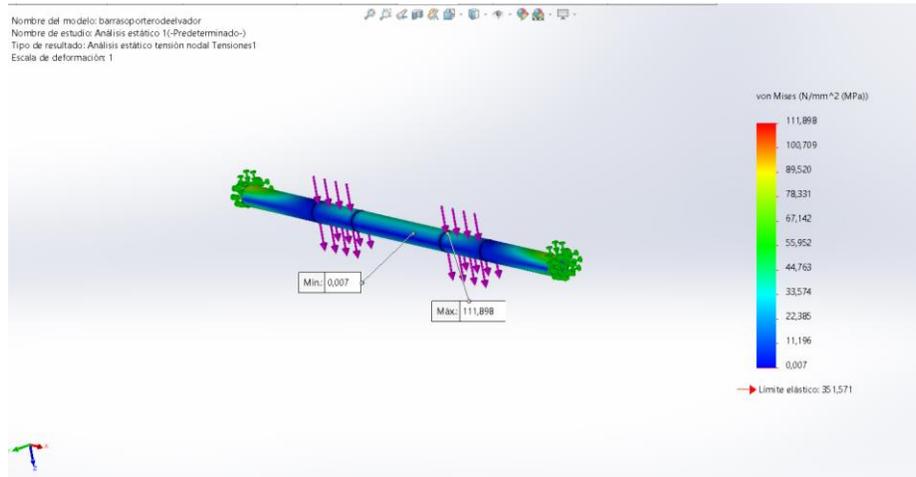
Figura 42: Factor de seguridad de la barra de sujeción.



4.4.4 Diseño de pasador de sujeción entre horquilla y mástil.

Se pretende diseñar un sistema de rieles para la elevación y descenso del elevador que sostendrá la estructura de zanjado, y para lo cual se ha planteado un sistema de rodamientos sujetos por dos ejes y la horquilla. Para el diseño del eje de elevación de la horquilla, se tuvo en cuenta las cargas a soportar, como lo son todos los componentes de zanjado y además la horquilla. Se diseña un eje de 20 mm de diámetro por 240 mm de largo y soportará una carga de 1358 N. El material para el eje se especifica un acero comercial AISI 1020.

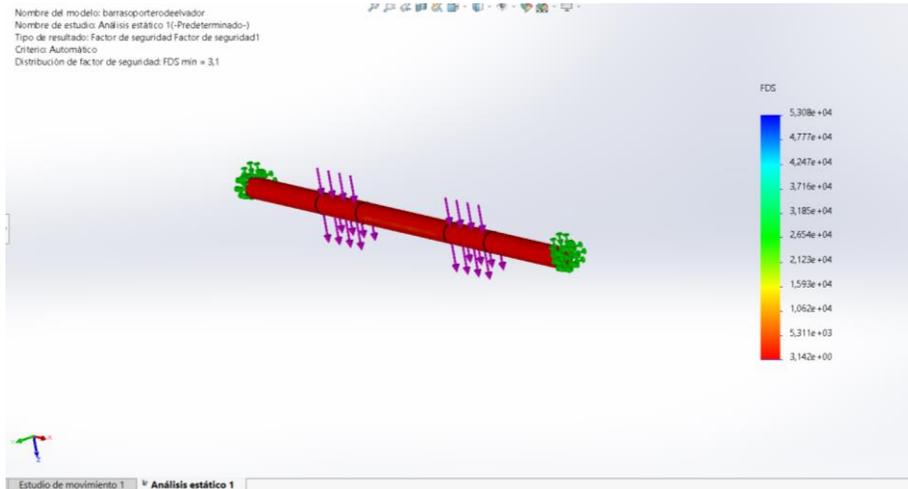
Figura 43: Análisis de flexión del pasador de sujeción.



El análisis de tensión de Von mises, arroja un esfuerzo de deformación máximo de 111 MPa.

Se debe de asegurar que el eje sea confiable, por tal motivo se especifica que el eje tengan un factor de seguridad mayor a $N=2$. de acuerdo con el análisis arrojado por el CAD, la estructura presenta un factor de diseño $FD=3.1$.

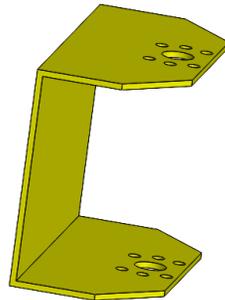
Figura 44: factor de seguridad del pasador de sujeción.



4.4.5 Diseño de pieza metálica para sujeción del husillo

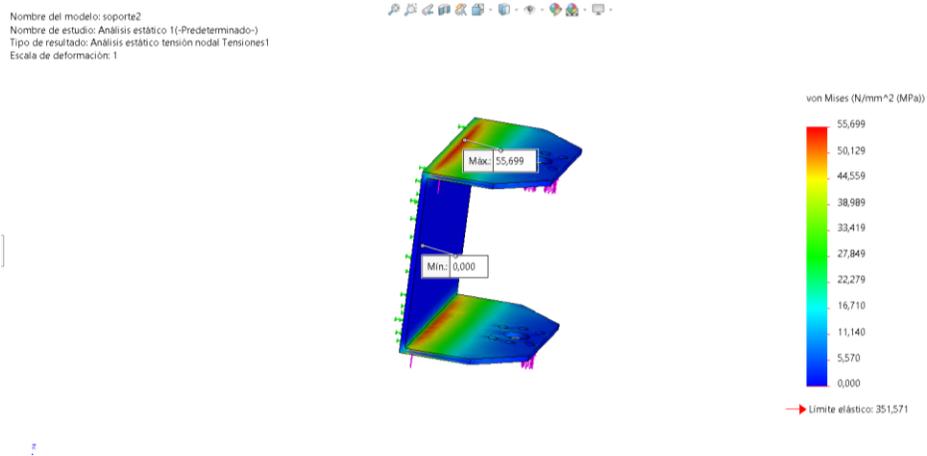
El diseño de la pieza pretende conectar la horquilla con el sistema de elevación de husillo, la pieza metálica debe de soportar el peso del sistema de zanjado y la horquilla como principales cargas.

Figura 45: Diseño de la pieza metálica para el husillo.



La carga total que soporta la pieza de sujeción es de 2716 N.

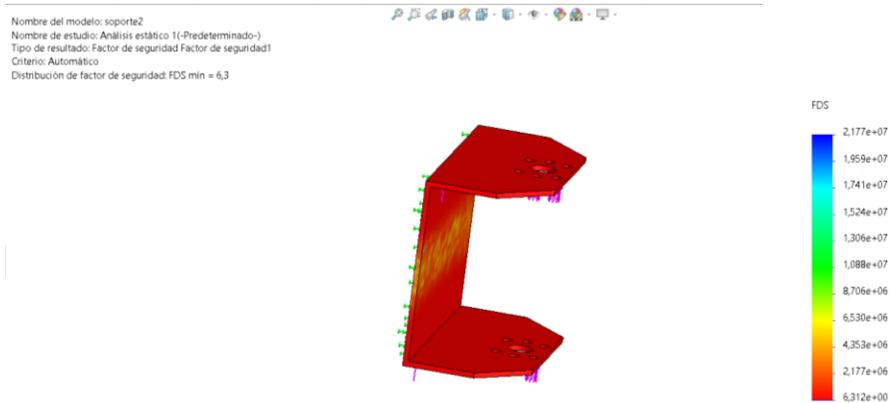
Figura 46: Analisis de flexion de la pieza metálica para el husillo.



El análisis de flexión muestra un valor máximo de 55.6 Mpa.

Se debe de asegurar que la pieza sea confiable, por tal motivo se especifica que el eje tengan un factor de seguridad mayor a $N=2$. de acuerdo con el análisis arrojado por el CAD, la estructura presenta un factor de diseño $FD=1.9$.

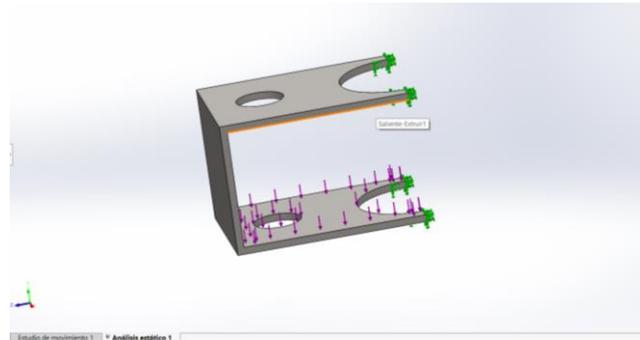
Figura 47: factor de seguridad de la pieza para el husillo.



4.4.6 Diseño de piezas para soporte de la estructura tubular.

Se debe de diseñar una pieza para la cual se pueda asegurar el chasis tubular, con la barra de soporte que va junto con la horquilla.

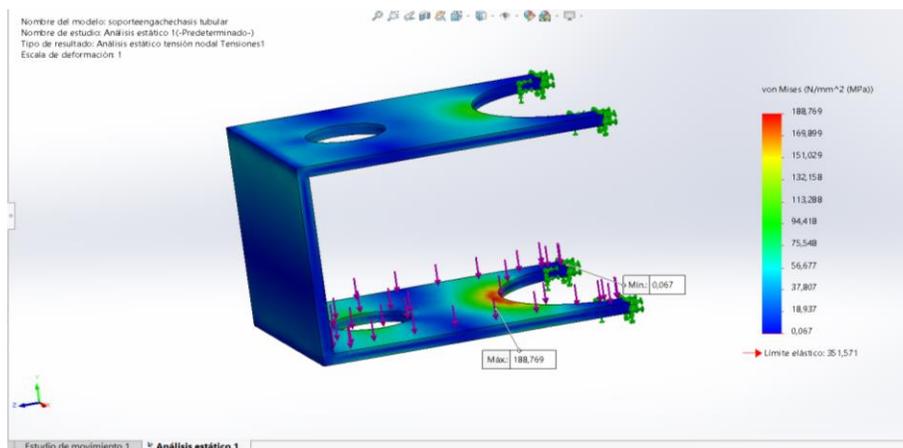
Figura 48: Diseño pieza para soporte de la estructura tubular.



Para la sujeción del chasis tubular se distribuyen 4 piezas metálicas las cuales estarán soldadas. El espesor de la lámina para la fabricación de la pieza es de 3 mm de espesor.

La carga total es de 2716 N y para cada pieza metálica le correspondería una carga de 679 N.

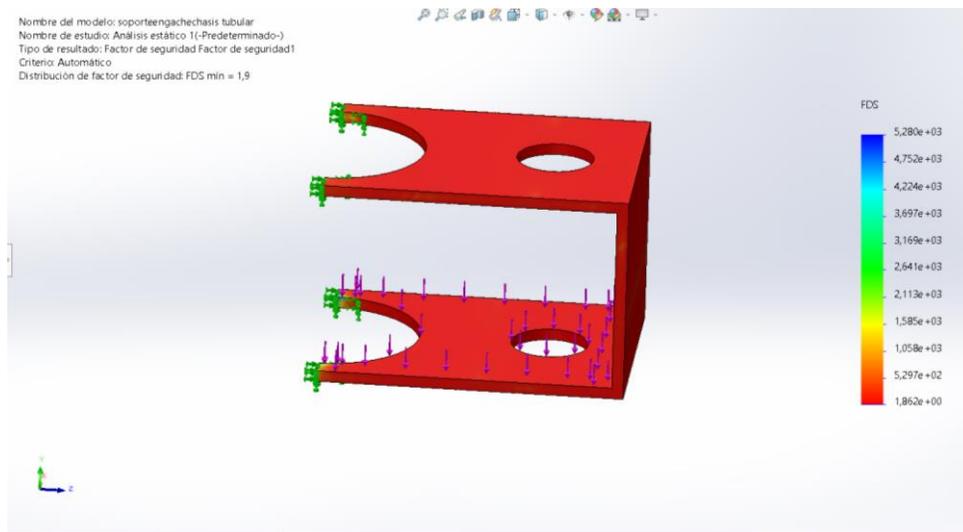
Figura 49: Analisis de flexion de pieza para soporte tubular.



El análisis de flexión muestra un valor máximo de 188 Mpa.

Se debe de asegurar que la pieza sea confiable, por tal motivo se especifica que el eje tengan un factor de seguridad mayor a $N=2$. de acuerdo con el análisis arrojado por el CAD, la estructura presenta un factor de diseño $FD=1.9$.

Figura 50: factor de seguridad de la pieza para soporte tubular.

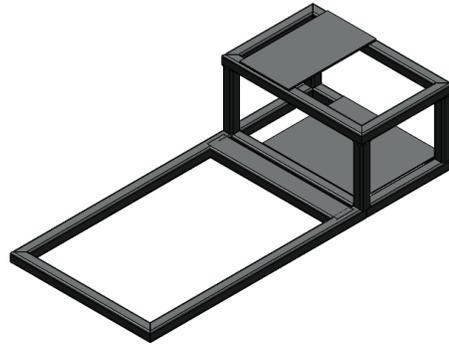


4.5 Diseño chasis de la zanjadora

Se analiza el chasis principal de la máquina zanjadora, que es la estructura que soporta todo el sistema de zanjado, le sistema de elevación, la caja reductora y el motor,

El chasis está diseñado con tubería estructural cuadrada, estos perfiles se rigen bajo la norma NTC 4526 que se especifica para aceros estructurales un acero ASTM A500 con una resistencia la fluencia de 350 MPa y un límite de tracción de 450 MPa.

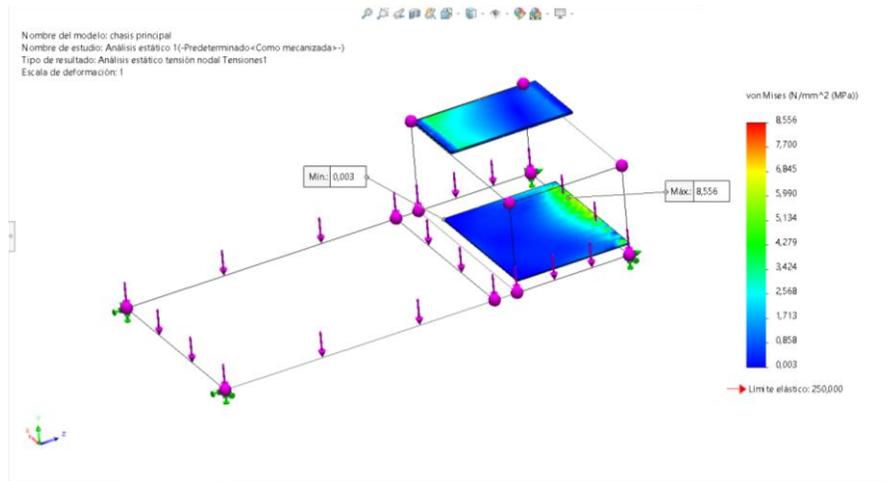
Figura 51: Diseño del chasis de la zanajdora.



La tubería estructural que se ha utilizado para el chasis se escoge del catálogo Ternium con una referencia PTE CUA 60 * 60 mm con un espesor de pared de 4 mm ANEXO I.

Se definen las sujeciones en los puntos indicados, el cual indicaría los soportes de las llantas de la máquina.

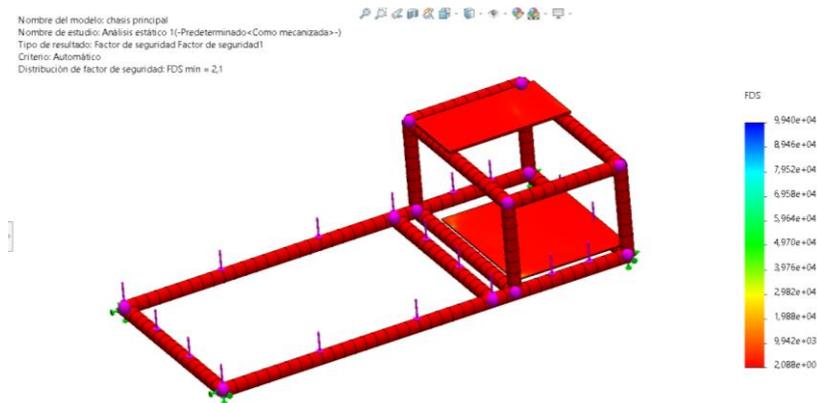
Figura 52: Análisis de flexión del chasis principal.



El análisis de tensión de Von mises, arroja un esfuerzo de deformación máximo de 8.5 MPa.

Se debe de asegurar que la estructura sea confiable, por tal motivo se especifica que las estructuras a analizar tengan un factor de seguridad mayor a $N=2$. de acuerdo con el análisis arrojado por el CAD, la estructura presenta un factor de diseño $FD=2.1$.

Figura 53: Factor de seguridad del chasis principal.



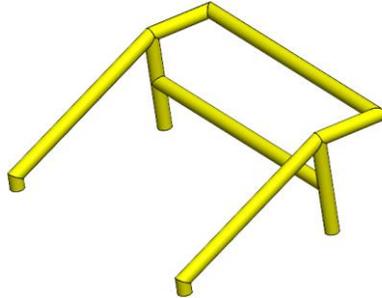
4.6 Diseño estructural para apoyo de chasis.

Se diseña una estructura tubular como pieza de apoyo de la máquina, con la función de brindar un apoyo para mover la maquina a los sitios de trabajo.

La tubería estructural que se escoge para el diseño de la estructura es la, se escoge del catálogo Ternium de referencia PTE RED 1.6 in con un espesor de 2 mm ANEXO I.

Como la estructura no estará soportando cargas elevadas, omitimos el análisis de esfuerzos.

Figura 54: Diseño tubular para apoyo del chasis.

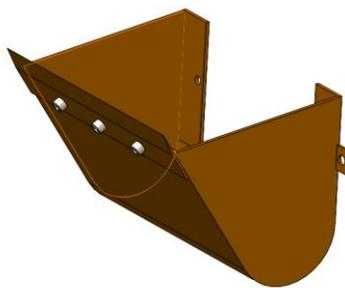


4.7 Diseño de cangilón

En el capítulo 3 se especificó un cangilón con una capacidad de $0.0058 m^3$, el cual se ha calculado la capacidad horaria de producción de la zanjadora

Se presenta el diseño del cangilón, con las dimensiones especificadas en el catálogo de referencia

Figura 55: Diseño del cangilón.



las dimensiones del canjilón se presentan en el apéndice A.

Para mejor corte del cangilón sobre la materia orgánica, se plantea un aditamento tipo cuchilla para el canjilón y especifica un acero resistente a la corrosión.

Figura 56: Diseño de la cuchilla.

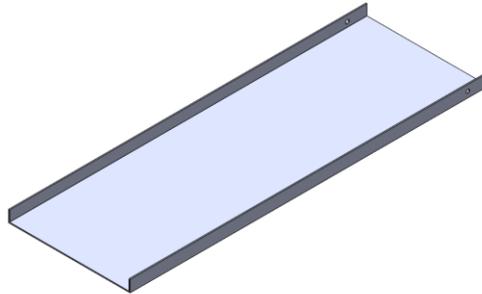


4.8 Diseño de tolva recolectora.

El material excavado deberá de ser extraído de forma rápida, mientras el proceso de excavación está en funcionamiento, para dicho proceso se diseña una tolva en lamina de acero inoxidable. El posicionamiento de la tolva de descarga se fija en el interior del piñón superior, con una inclinación el cual permita que el suelo extraído al caer en la tolva se deslice y caiga en un costado de la máquina.

El espesor de la lámina para el cual se ha diseñado la tolva es de 2 mm de espesor y se el material acero inoxidable AISI 316.

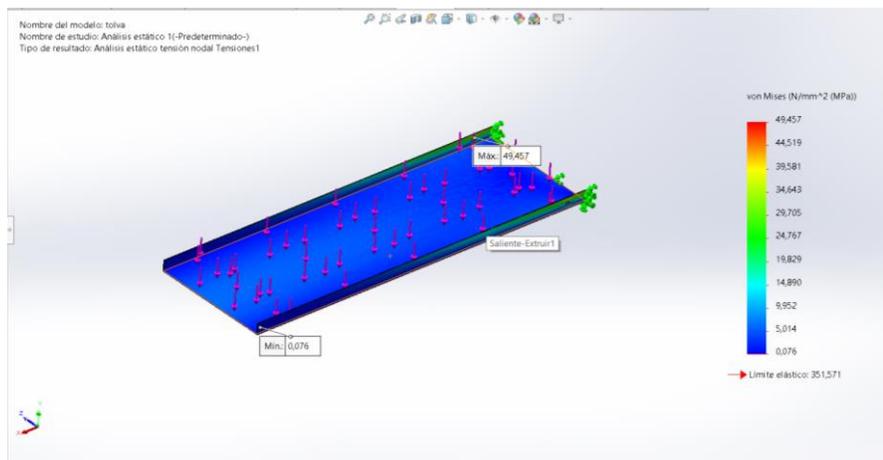
Figura 57: Diseño de tolva.



Se realiza una simulación estática a la tolva para detallar si soporta el peso del material orgánico que se le está depositando.

Se le aplica una fuerza de 102 N en sentido vertical en la arena de la tolva que estará expuesta.

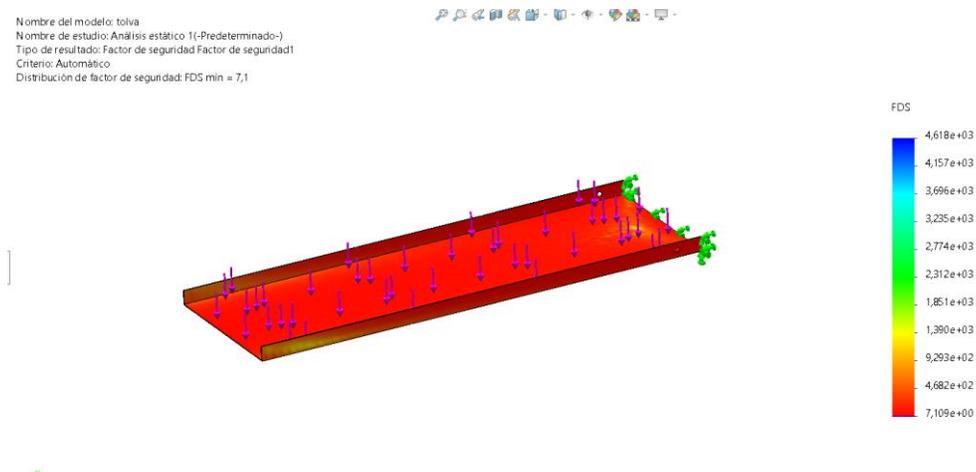
Figura 58: Resultado de tensiones de tolva.



El análisis de flexión muestra un valor máximo de 49.4 Mpa.

Se debe de asegurar que la tolva sea confiable, por tal motivo se especifica que tengan un factor de seguridad mayor a $N=2$. de acuerdo con el análisis arrojado por el CAD, la estructura presenta un factor de diseño $FD=7.1$.

Figura 59: Factor de seguridad de la tolva.



4.9 Diseño de la lámina de apoyo.

El diseño del cangilón se especificó una parte sin pared, esto se requiere para que, en la parte superior de la estructura de zanjado, la tierra excavada se vierta en la tolva. El diseño de esta lamina evita que el suelo que va en el interior del cangilón no se salga y llegue a la parte superior, donde por medio de la gravedad caerá a la tolva.

La lamina se diseñó con un espesor de 2 mm y el material de la lámina con la cual se fabricará será de acero 1020, se debe recubrir con pintura anticorrosiva.

Figura 60: Diseño lamina.



4.10 Diseño de la soldadura

La soldadura es un *proceso de fijación* en el cual se realiza la unión de dos o más piezas de un material, usualmente logrado a través de la *fusión*, que por lo general se puede generar por la electricidad conocida como llama de arco, o se puede generar por medio de un gas y un material de aporte (electrodo), al fundirse estos materiales de aporte forman un baño de soldadura que al enfriarse se convierten en una unión fija.

4.11 Soldadura MIG

La soldadura MIG es un proceso en el que se emplea un electrodo como material de aporte y un gas inerte que se encarga de fundir el material.

4.11.1 Selección del electrodo.

Las consideraciones a la hora de escoger el electrodo indican que el material de aporte debe de tener características iguales o superiores al material base.

La estructura tubular del sistema de zanjado y el chasis principal está diseñados con perfiles estructurales material ASTM A500.[8].

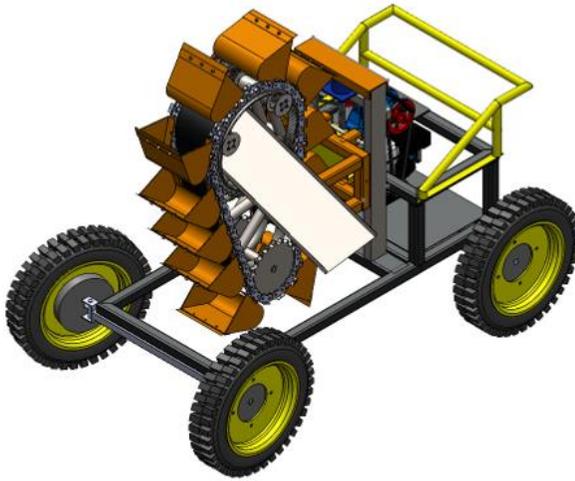
Se escoge el electrodo MIG 70S-6, que es un electrodo utilizado en aplicaciones de soldadura en aceros ordinarios al carbono y aceros estructurales.

Tabla 12: Propiedades del material de aporte.

Composición química (típica) del alambre:				
C 0,08%; Mn 1,44%; Si 0,86%; P 0,012%; S 0,014%; Cr 0,02%; Ni 0,04%; Mo 0,003%; V 0,005%; Cu 0,20%				
Características típicas del metal depositado (según norma AWS: A5.18/A5.18M-05):				
Resultados de pruebas de tracción con probetas de metal de aporte	Requerimientos	Energía Absorbida Ch-v	Requerimientos	
Resistencia a la tracción : 530 MPa Límite de fluencia : 415 MPa Alargamiento en 50 mm : 31%	480 MPa 400 MPa 22%	103J a -30°C	27J a -30°C	
Amperajes recomendados:				
Diámetro mm	Voltaje, volt	Amperaje		Flujo CO ₂ lts. / min.
		mín.	máx.	
0,8	14-26	60	160	7-12
0,9	15-27	90	230	8-12
1,2	17-30	130	340	12-14
*1,6	26-36	290	400	14-16

4.12 Vista de la maquina zanjadora

Figura 61: Maquina zanjadora.



ESPECIFICACIONES TECNICAS

MOTOR

Potencia: 5 HP

Velocidad máxima: 3600 rpm

Máximo torque: 9.1 N*m a 2500 RPM

Tipo de combustible: gasolina

Capacidad del tanque de combustible: 3,6 L

DIMENSIONES DE LA ZANJADORA

Longitud de la maquina: 180 cm

Ancho de la maquina: 110 cm

Altura de la maquina: 170 cm

DIMENSIONES DE ZANJADO

Capacidad de un cangilón: 0,058 m³

Profundidad máxima de zanjado: 60 cm

Profundidad mínima de zanjado: 10 cm

Capacidad horaria de producción: 25.84 m³/h

ACCIONAMIENTO DE LA ZANAJDORA

Mecánica: caja reductora coaxial

Relación de reducción: 18.22 a 2800 RPM

Par torque: 825 N*m

Peso: 54 Kg

5. Capitulo 5

5 Costos

En este capítulo presentaremos el análisis de costos para la fabricación de cada componente de la zanjadora, esto con el fin de conocer el valor de los materiales que se requieren para la elaboración de esta.

Se realizará una serie de tablas, las cuales se distribuirán la lista de materiales por cada sección de la maquina zanjadora.

5.1 Costos materiales sistema de zanjado.

Tabla 13: Costos de los materiales del sistema de zanjado.

COSTOS DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE ZANJADO						
ITEM	DESCRIPCION	MATERIAL	PESO (KG/m)	CANT	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
	CHASIS TUBUAR					
1	ESTRUCTURAL RED NEGRO 2''- 4mm	ASTM A500	5,52	2	\$ 270.968	\$ 541.936
2	ESTRUCTURAL RED NEGRO 3''- 4mm	ASTM A500		1	\$ 408.503	\$ 408.503
3	SOLDADURA MIG 70 S-6			1	\$ 50.000	\$ 50.000
4	FABRICACION					\$ 2.000.000
5	RODAMIENTO 6005 2RSH			4	\$ 28.000	\$ 112.000
6	RODAMIENTO 61810 2RSH			2	\$ 195.500	\$ 391.000
7	PIÑON 140A20	AISI1040		2	\$ 575.000	\$ 1.150.000
8	FABRICACION RUEDA DE POTENCIA			1	\$ 6.000.000	\$ 6.000.000
9	CADENA 140 TIPO K - 3,03 m	ACERO		2	\$ 1.051.000	\$ 2.102.000
10	ENGRANE 17 DIENTES	AISI 1040		4	\$ 100.000	\$ 400.000
11	PIEZA APOYO DE ENGRANE			1	\$ 43.852	\$ 43.852
12	POLEA PQ2 5V 150	AISI 1040		1	\$ 180.000	\$ 180.000
13	POLEA PQ2 5V 170	AISI 1040		1	\$ 235.000	\$ 235.000
14	CORREA 2,28 m	TPU-ST1		2	\$ 60.000	\$ 120.000
15	TENSOR POLEA			1	\$ 107.400	\$ 107.400
16	CANGILON	AISI 1020		12	\$ 110.000	\$ 1.320.000
17	LAMINA C.R 1,85 mm 1250*2440 mm	ASTM A529		1	\$ 268.796	\$ 268.796
18	FABRICACION EJE 1,2 ''	AISI 4140		2	\$ 175.000	\$ 350.000
19	FABRICACION EJE 2,1 ''	AISI 4140		1	\$ 210.000	\$ 210.000
20	MONTAJE					\$ 1.000.000
					total	\$ 16.990.487

5.2 Costos materiales sistema de elevación.

Tabla 14: Costos de los materiales del sistema de elevación.

COSTOS DEL SISTEMA DE ELEVACION						
ITEM	DESCRIPCION	MATERIAL	PESO (KG)	CANT	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
	PERFIL C NEGRO 100*50 - 3 mm	ASTM A 1011 G50		1	\$ 222.600	\$ 222.600
	TUBERIA CUAD 50* 50 -2 mm	ASTM A 500		1	\$ 149.735	\$ 149.735
	TUBERIA CUAS 60*60 - 4 mm			1	\$ 259.222	\$ 259.222
	TUBERIA CUAD 30*30 -3 mm	ASTM A500		1	\$ 164.766	\$ 164.766
	SOLDADURA MIG 70S-6			1	\$ 50.000	\$ 50.000
	RODAMIENTOS			2	\$ 80.000	\$ 160.000
	ELEVADOR HUSILLO			1	\$ 5.900.000	\$ 5.900.000
	PIEZA APOYO			2	\$ 10.000	\$ 20.000
	PASADOR			2	\$ 20.000	\$ 40.000
	EJES DE SOPORTE			1	\$ 100.000	\$ 100.000
	PIEZA DE APOYO HUSILLO					\$ 150.000
					total	\$ 7.216.323

5.3 Costos materiales chasis y sistema de locomoción.

Tabla 15: Costos de los materiales del chasis y sistema de locomoción.

COSTOS DE SISTEMA DE LOCOMOCION						
ITEM	DESCRIPCION	MATERIAL	PESO (KG)	CANT	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
	CHASIS PRINCIPAL					
	ESTRUCTURA CUAD NEGRO 60*60*4mm	ASTM A500		2	\$ 259.222	\$ 518.444
	TUBERIA RED NEGRO 120*60 - 3 mm	ASTM A500		1	\$ 350.394	\$ 350.394
	SOLDADURA MIG 70S - 6			1	\$ 50.000	\$ 50.000
	FABRICACION					\$ 1.500.000
	CAJA REDUCTORA			1	\$ 6.965.500	\$ 6.965.500
	MOTOR 5 HP HONDA			1	\$ 1.579.544	\$ 1.579.544
	RUEDAS			4	\$ 340.000	\$ 1.360.000
	CHUMACERAS			4	\$ 58.800	\$ 235.200
	EJES RUEDAS	AISI1040		2	\$ 350.000	\$ 700.000
	MONTAJE					\$ 500.000
					total	\$ 13.759.082

Para la fabricación de la maquina zanjadora se requiere de un presupuesto total de \$ 37.965.892.

5.4 Comparativa de alternativas

A continuación, se presenta un resumen de comparativa de costos para la realización de las zanjas.

Tabla 16: Costos para realización de una zanja de manera manual.

CANTIDAD DE PERSONAL	CANTIDAD DE ZANJAS/HORA	CANTIDAD ZANJAS TOTAL/DIA	COSTO POR PERSONA	COSTO TOTAL
3	1	7	\$ 45.000	\$ 135.000

Se hace la suposición que se emplea la misma cantidad de personas para la realización de las 600 zanjas, se debe tener en cuenta que el SMLV diario es de \$45.000 pesos colombianos. En la siguiente tabla se muestra el tiempo empleado para la realización de las 600 camas y el costo que conlleva.

Tabla 17: Tiempo empleado par realización manual de todas las zanjas.

TIEMPO DE ZANJADO (DIAS)	COSTO TOTAL
85	\$ 11.475.000

Ahora si se compara con la maquina zanjadora, se debe de tener en cuenta que se requiere de un operario para la manipulación de la maquina zanjadora, en la siguiente tabla se muestra el rendimiento de zanjado y costo de un día de operación.

Tabla 18: Costos para realización de una zanja con la maquina zanjadora.

CANTIDAD DE PERSONAL	CANTIDAD DE ZANJAS/ HORA	CANTIDAD DE ZANJAS TOTAL/ DIA	COSTO POR PERSONA	COSTO TOTAL
1	2,8	19,6	\$ 45.000	\$ 45.000

Se debe de considerar en el gasto de la maquina el consumo de combustible, se asume que requiere de 2 galones diarios de gasolina, que al precio de hoy el galón tiene un valor de \$15.164 pesos colombianos, dando asi un costo diario de \$30 328 pesos colombianos. Teniendo en cuenta estos factores e presenta el costo y tiempo que se requiere la realización de las 600 camas.

Tabla 19: Tiempo empleado para la realización de todas las zanjas con la maquina zanjadora.

TIEMPO DE ZANJADO (DIAS)	COSTO TOTAL
30	\$ 2.209.840

Con la maquina zanjadora, la empresa se estaría ahorrando \$ 9265160 pesos colombianos, y una reducción del tiempo considerable.

6. CONCLUSIONES

Con este trabajo se pudo realizar el diseño de una maquina zanjadora, bajo los requerimientos específicos de la empresa Flexport para su uso en su proceso productivo.

Para el proceso de diseño fue necesario realizar una investigación exhaustiva de zanjadoras comerciales, los cuales se tomaron como base técnica para afrontar el diseño de la zanjadora especifica requerida por la empresa Flexport, producto de este análisis se optó por un sistema de cangilones, con movimiento vertical para la perforación de la tierra.

Utilizando el software SolidWorks se realizó el diseño de la maquina zanjadora. Empezando por el diseño de los cangilones, haciendo el cálculo de la carga por área efectiva, para acoplarlos a un sistema de piñones.

Luego teniendo en cuenta las dimensiones de los invernaderos, se realizó el cálculo de la cantidad de cangilones y el sistema de excavación optando por un sistema de roto palas verticales, que tiene la posibilidad de moverse verticalmente para realizar la perforación de 60 cm.

Se realizó el cálculo y selección del motor y la caja reductora teniendo en cuenta la potencia total de accionamiento considerando las perdidas mecánicas producidas por el sistema, y el momento torsor que requiere el sistema para su accionamiento.

Se realizó un ensayo para medir la fuerza de corte específica a la excavación del suelo, teniendo en cuenta que no se encontraron datos en los libros para el tipo de suelo para el cual se diseña la maquina zanjadora.

Usando el software SolidWorks, se diseñó un chasis que permitiera el acople del sistema de zanjado, el sistema de elevación, el motor, la caja reductora y las ruedas de la maquina zanjadora para poder desplazarla a los sitios de trabajo.

Permite un rendimiento teórico de $30 \text{ m}^3/h$ y un avance de 2.95 m/min , lo que se encuentra dentro de las expectativas sugeridas por la empresa para el sistema mecánico requerido.

El sistema diseñado es una propuesta efectiva para mecanizar el sistema de zanjado que se realiza de manera manual generando altos costos a la empresa y un alto tiempo en el proceso de zanjado, esta propuesta podría reducir tiempos y costos en ese proceso en específico, liberando personal que se puede emplear para diferentes tareas de la empresa.

7. BIBLIOGRAFIA

- [1] W. Stiwar y R. Lucio, “Diseño y Simulación de un sistema de limpieza de suelos para el cultivo de flores mediante inyección de vapor para la empresa Flexport de Colombia SAS”.
- [2] “985 | Tesmec”. Consultado: el 8 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.tesmec.com/es/zanjadoras/productos/chainsaw-zanjadoras/985>
- [3] “Traction - Garbin Group srl - Catálogo PDF | Documentación técnica | Brochure”. Consultado: el 8 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://pdf.agriexpo.online/es/pdf/garbin-group-srl/traction/179135-41616.html>
- [4] V. Čebašek, V. Rutar, S. Đenadić, y F. Miletić, “Cutting resistance laboratory testing methodology for underwater coal mining”, *Minerals*, vol. 11, núm. 6, jun. 2021, doi: 10.3390/min11060564.
- [5] M. Rodriguez, L. Alberto Director, y L. Gonzalez, “TRABAJO FIN DE GRADO EXCAVADORA DE CANGILONES MEMORIA”.
- [6] “Representantes exclusivos de Motores Eléctricos, Reductores Industriales, Variadores de Frecuencia, Motovibradores y Motofrenos”. Consultado: el 8 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.traincol.com.co/>

- [7] D. Corp, "SECTION II-MAINTENANCE SECTION III-VIEWS & PARTS LIST SECTION I GENERAL INFORMATION 1-1 CONTACT JOYCE/DAYTON CORP".
- [8] C. De Ingeniería, M. Automotriz, M. V. Cabrera, R. Juan, y P. M. Flores, "UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE CUENCA TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO AUTOMOTRIZ AUTORES".

8. ANEXOS

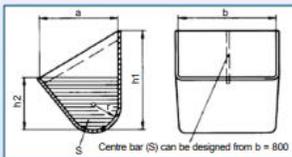
8.2 Anexo A – Dimensiones cangilones

Buckets



Buckets

Our conveyor buckets are designed to suit the needs of our customers. As well as supplying a wide range of standard DIN buckets we are always willing to accept proposals for individual designs (such as different geometrical shapes). This ensures system optimisation.

Deep bucket with flat rear face to DIN 15234								
b [mm]	a [mm]	h ₁ [mm]	h ₂ [mm]	r [mm]	weight [kg] at wall thickness			volume [dm ³]
					4 mm	5 mm	6 mm	
160	160	200	106	50	3,18			1,90
200	160	200	106	50	3,76			2,40
250	200	250	132	63	5,82	7,27		4,60
315	200	250	132	63	6,82	8,59		5,80
400	224	280	150	71	9,40	11,80		9,40
500	250	315	170	80	12,80	16,10	19,40	14,90
630	280	355	190	90	17,60	22,10	26,60	23,50
800	315	400	212	100		30,60	36,90	37,30
1000	355	450	236	112		42,00	50,30	58,30
1250	400	500	265	125			68,50	92,00

b = bucket width h₁ = height of rear face
 a = outrreach h₂ = height of scoop edge

8.3 Anexo B – Datos del ensayo de corte

TIEMPO (SEG)	U_B1 / V	FUERZA (N)
7,8	0	0,3
7,9	-0,01	0,5
8	0,01	0,5
8,1	0,01	0,8
8,2	0	0,8
8,3	0,01	0,8
8,4	0,01	0,9
8,5	0,01	1,3
8,6	0	1,5
8,7	0	1,8
8,8	0	2,3
8,9	0	2,5
9	0	2,6
9,1	0	3
9,2	0	3,2
9,3	-0,01	3,3
9,4	-0,01	3,5
9,5	0,01	3,6
9,6	-0,01	4,1
9,7	0,01	4,6
9,8	-0,01	4,8
9,9	-0,01	5,3
10	-0,01	5,6
10,1	0	5,5
10,2	0	5,8
10,3	0	6
10,4	0	6,5
10,5	-0,01	6,7
10,6	0,01	6,6
10,7	0	6,9
10,8	-0,01	7,1
10,9	0	6,8
11	0,01	6,5
11,1	-0,01	6,6
11,2	0,01	7

11,3	0,01	7,8
11,4	0	8
11,5	0,01	7,4
11,6	-0,01	6,7
11,7	-0,01	6,3
11,8	0,01	6,8
11,9	0	7,1
12	0,01	6,8
12,1	0	7
12,2	0	6,8
12,3	0,01	6,9
12,4	0	7
12,5	-0,01	7,1
12,6	0	7
12,7	0,01	7,2
12,8	0	7
12,9	0,01	7,1
13	-0,01	7,2
13,1	0,01	7,4
13,2	0,01	7,8
13,3	0	7,8
13,4	0,01	8,2
13,5	-0,01	8,2
13,6	0	8,3
13,7	0,01	8,6
13,8	0,01	9
13,9	0,01	8,8
14	0	8,9
14,1	0,01	8,2
14,2	0	8,1
14,3	0	7,4
14,4	-0,01	7,5
14,5	0	7,6
14,6	0,01	7,7
14,7	0,01	7,4
14,8	0	8,2
14,9	-0,01	8,2
15	-0,01	8,6

15,1	0,01	8,6
15,2	0,01	8,8
15,3	0	8,3
15,4	-0,01	8,6
15,5	0	8,9
15,6	0,01	8,9
15,7	0,01	9,2
15,8	-0,01	8,6
15,9	0,01	8,9
16	0	8,7
16,1	0	8,6
16,2	0	8,8
16,3	0,01	9,2
16,4	0	9,4
16,5	0,01	10,1
16,6	0	10,3
16,7	0	10,9
16,8	0	11,2
16,9	-0,01	10,8
17	-0,01	11,2
17,1	0,01	11,4
17,2	0	11,6
17,3	0,01	11,9
17,4	0,01	11,6
17,5	0	11,3
17,6	-0,01	11,2
17,7	0	11,2
17,8	-0,01	10,5
17,9	-0,01	10,5
18	-0,01	10,4
18,1	0	10,3
18,2	0	10,1
18,3	0,01	9,7
18,4	0	10
18,5	-0,01	10,4
18,6	0,01	10,8
18,7	0	10,9
18,8	-0,01	10,9

18,9	-0,01	10,7
19	0,01	10,1
19,1	0,01	10
19,2	0	10,3
19,3	0	9,8
19,4	-0,01	10,1
19,5	0	10,4
19,6	-0,01	10,7
19,7	0,01	10,9
19,8	0,01	11
19,9	0	10,2
20	0	10,7
20,1	0,01	10,8
20,2	-0,01	11,1
20,3	-0,01	11,1
20,4	0	11
20,5	0	10,5
20,6	0	10
20,7	0	9,9
20,8	-0,01	9,9
20,9	0	9,7
21	0,01	10,1
21,1	0,01	10,7
21,2	0	10,5
21,3	-0,01	10,7
21,4	0,01	10,8
21,5	-0,01	10,7
21,6	0	10,7
21,7	0	10,4
21,8	0,01	11,3
21,9	0	11,8
22	0	12,3
22,1	0,01	12,6
22,2	0	12,8
22,3	-0,01	13
22,4	0	13
22,5	-0,01	13,4
22,6	0	13,5

22,7	0	13,5
22,8	0,01	14,2
22,9	0,01	14,3
23	0	14,1
23,1	0,01	14,9
23,2	0,01	14,8
23,3	-0,01	15
23,4	0,01	15
23,5	-0,01	14,5
23,6	0	14,5
23,7	0	14,4
23,8	-0,01	14,2
23,9	0,01	14,4
24	-0,01	12,7
24,1	0,01	11,3
24,2	0,01	10,3
24,3	0,01	10,6
24,4	0	10,8
24,5	0,01	11,3
24,6	0	10,5
24,7	0,01	10
24,8	0,01	9,3
24,9	0	10,2
25	0	10,9
25,1	0	11,7
25,2	0,01	11,7
25,3	0,01	9,8
25,4	0,01	9,2
25,5	0	9,6
25,6	0,01	10
25,7	0,01	10
25,8	0,01	10,2
25,9	0	10,5
26	-0,01	10,9
26,1	0,01	11,2
26,2	0,01	11,8
26,3	0	11,8
26,4	0	12,2

26,5	0,01	12,3
26,6	0	12,2
26,7	-0,01	10,1
26,8	0,01	8,8
26,9	0	9,4
27	0,01	10,2
27,1	0	10,5
27,2	0	10,7
27,3	0	10,6
27,4	0,01	10,5
27,5	-0,01	10,3
27,6	0	10,3
27,7	0	10,6
27,8	-0,01	11,3
27,9	0	10,8
28	0	10,2
28,1	-0,01	9,4
28,2	0	9
28,3	-0,01	8,7
28,4	0,01	8,3
28,5	0	8,6
28,6	-0,01	7,7
28,7	0	7,5
28,8	0	7,3
28,9	0	7,2
29	0	7,5
29,1	0,01	7,6
29,2	-0,01	8
29,3	0	7,9
29,4	0	7,9
29,5	0	7
29,6	0,01	6,2
29,7	-0,01	6,3
29,8	-0,01	6,4
29,9	-0,01	6,8
30	0	7
30,1	0	7,5
30,2	0	7,6

30,3	0,01	7,5
30,4	0	7,9
30,5	0	8
30,6	0	8,7
30,7	0,01	9,2
30,8	0	9,5
30,9	0,01	9,8
31	-0,01	10,5
31,1	0	10,6
31,2	0,01	11
31,3	0,01	9,3
31,4	0	6,1
31,5	0,01	5,3
31,6	0	5,9
31,7	-0,01	5,3
31,8	-0,01	5,7
31,9	0,01	5,3
32	0,01	5,6
32,1	-0,01	5,9
32,2	0	5,6
32,3	0,01	5,7
32,4	-0,01	5
32,5	-0,01	6
32,6	0,01	5,7
32,7	0,01	5,1
32,8	-0,01	4,4
32,9	0	2,4
33	0,01	1,2
33,1	0,01	1,3

8.4 Anexo C – Hoja de cálculos de la zanjadora.

definicion	valores	unidades	valores	unidades
D1	0,6	m	0,3	m
D2	0,3	m	0,15	m
w1	20	rpm	2,0943951	rad/seg
w2	40	rpm	4,1887902	rad /sg
Vt1	0,63	m/sg		
Vt2	0,63	m/sg		
distancia entre centros h	0,81	m		
long. Cadena L	3,03	m		
n° cangilones	12			
cangilones en cadena	0,25			
vel cadena	37,70	m/min		
cangilones en un punto	3,96			
cangil/min	149,12	cangil/min		
capacidad efectiva canji C	0,0058	m3		
rendimiento volu n°	1	%		
coeficiente crecimiento F	1,5	-		
capacidad horaria D	34,60	m3/h		
altura trinchera H	0,6	m		
radio corte R	0,5	m		
carrra de ataque optimo l	0,89	m		
ancho de corte m b	0,3	m		
profundidad corte a	0,0146	m		
longitud excavada por hora d	192,20	m/h		
vel avance V	3,20	m/min		
fuerza especifica de corte K	2700	N/m		
fuerza de corte Fc	888,61	N		
fuerza corte total Fct	3554,43	N		
potencia corte Pc	2233,31726	W	2,99492726	HP
densidad suelo p	1800	kg/m3		
potencia aceleracion Pa	6,83	W	0,0091578	HP
volumen	0,0011			
masa del material MI	1,99			
MT	10			

MT2	19,87	Kg		
MT4	40,75	kg		
peso material excavado p	399,79	N		
potencia elevacion Pe	251,19	W		
rendimiento total maquina n	0,95			
potencia total excavacion PT	2622,46319	W	3,51678046	HP
fuerza traccion cadena Fcad	4173,7798	N		
momento torsor accion M	626,06697	N*M		
calculo maniobra profundidad				
diametro ataque Da	1	m		
carrera ataque optimo L2	0,39269908	m		
profundidad corte a2	0,03282129	m		
longitud trinchera	1,92199752	m/min		
fuerza de corte FC2	987,234945	N		
fuerza total corte FCt2	1974,46989	N		
potencia de corte PC2	1240,59602	W	1,66366638	HP
potencia aceleracion Pac2	6,82896787	W	0,0091578	HP
masa total MT2	62,64	kg		
peso material excavado p2	614,4984	N		
potencia elevacion PEV2	386,100732	W	0,51776952	HP
potencia total exc2	1719,50076	W	2,3058881	HP

8.5 Anexo D – Tabla para la selección de piñones.



www.intermec.com.co

TABLA DE CAPACIDAD
CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS NO. 140 PASO 1-3/4"

No. de dientes piñon conductor	P.P.M. DEL PIÑON CONDUCTOR																								
	10	25	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700
9	1.71	3.89	7.26	13.6	19.5	25.3	30.9	36.4	41.8	47.2	52.5	57.7	55.7	48.9	38.8	31.7	26.5	22.7	19.7	17.3	15.3	13.7	12.4	11.2	10.2
10	1.91	4.36	8.14	15.2	21.9	28.3	34.6	40.8	46.9	52.9	58.8	64.6	65.2	57.2	45.4	37.2	31.2	26.6	23.1	20.2	17.9	16.1	14.5	13.1	0
11	2.12	4.83	9.02	16.8	24.2	31.4	38.4	45.2	52.0	58.6	65.2	71.6	75.2	66.0	52.4	42.9	35.9	30.7	26.6	23.3	20.7	18.5	16.7	15.2	0
12	2.33	5.31	9.81	18.5	26.6	34.5	42.2	49.7	57.1	64.4	71.6	78.7	85.7	75.2	59.7	48.9	41.0	35.0	30.3	26.6	23.6	21.1	19.0	17.3	0
13	2.54	5.79	10.8	20.2	29.0	37.6	45.0	52.2	60.2	67.2	74.0	80.8	87.5	84.8	67.3	55.1	46.2	39.4	34.2	30.0	26.5	23.8	21.5	19.5	0
14	2.75	6.27	11.7	21.8	31.5	40.8	48.8	56.7	64.4	72.0	79.4	86.0	92.0	94.8	75.2	61.6	51.6	44.1	38.2	33.5	29.7	26.6	24.0	21.8	0
15	2.96	6.76	12.6	23.5	33.9	43.9	53.7	63.2	72.7	81.9	91.1	100.1	109	105	83.4	69.3	57.2	48.9	42.4	37.2	32.0	28.5	26.6	0	
16	3.18	7.24	13.5	25.2	36.3	47.1	57.5	67.9	77.9	87.8	97.7	107	117	115	91.9	75.2	63.1	53.8	46.7	41.0	36.3	32.5	29.3	0	
17	3.39	7.73	14.4	26.9	38.8	50.3	61.4	72.4	83.2	93.8	104	115	125	127	101	82.4	69.1	59.0	51.1	44.8	39.8	35.6	32.1	0	
18	3.61	8.23	15.4	28.6	41.3	53.5	65.3	77.0	88.5	99.8	111	122	133	138	110	89.8	75.2	64.2	55.7	48.9	43.3	38.8	35.0	0	
19	3.82	8.72	16.3	30.4	43.7	56.7	69.3	81.6	93.8	106	118	129	141	150	119	97.4	81.6	69.7	60.4	53.0	47.0	42.1	37.9	0	
20	4.04	9.22	17.2	32.1	46.2	59.9	73.2	86.3	99.1	112	124	137	149	161	128	105	88.1	75.2	65.2	57.2	50.8	45.4	0		
21	4.26	9.72	18.1	33.8	48.7	63.1	77.2	91.0	104	118	131	144	157	170	138	113	94.8	80.9	70.2	61.5	54.5	48.9	0		
22	4.48	10.2	19.1	35.6	51.3	66.4	81.2	95.6	110	124	138	151	165	178	148	121	102	86.8	75.2	66.0	58.6	52.4	0		
23	4.70	10.7	20.0	37.3	53.8	69.7	85.2	100	115	130	145	159	173	187	158	130	109	92.8	80.4	70.8	62.6	55.0	0		
24	4.92	11.2	20.9	39.1	56.3	72.9	89.2	105	121	136	151	166	181	196	169	138	116	98.9	85.7	75.2	66.7	58.7	0		
25	5.14	11.7	21.9	40.8	58.9	76.2	93.2	110	126	142	158	174	189	205	180	147	123	105	91.1	80.0	70.9	63.2	0		
26	5.37	12.2	22.8	42.6	61.4	79.5	97.5	115	132	148	165	181	198	214	190	156	131	112	96.7	84.8	75.2	0			
28	5.81	13.3	24.7	46.2	66.5	86.2	105	124	143	161	179	197	214	232	213	174	146	125	108	94.8	84.1	0			
30	6.26	14.3	26.7	49.7	71.6	92.8	113	134	154	173	193	212	231	249	236	193	162	138	120	105	93.2	0			
32	6.71	15.3	28.6	53.3	76.8	99.3	122	143	165	186	206	227	247	267	260	213	178	152	132	116	0				
35	7.40	16.9	31.5	58.7	84.6	110	134	158	181	205	227	250	272	295	297	243	204	174	151	130	0				
40	8.54	19.5	36.4	67.9	97.7	127	155	182	210	236	263	289	315	340	363	297	249	213	178	0					
45	9.70	22.1	41.3	77.1	111	144	176	207	238	268	298	328	357	387	434	355	297	237	92.7	0					

Cadena de traba de cadenas de 1/2" m (múltiplo de esta paso), multiplique por la capacidad por:			
No. DE HIJERAS	FACTOR	No. DE HIJERAS	FACTOR
2	0.7	5	3.9
3	1.2	6	4.0
4	1.3		

Lubricación Tipo A : A mano, con aceite o brocha
 Lubricación Tipo B : En baño de aceites o por saliqua
 Lubricación Tipo C : Al chorro bajo presión.

La información contenida en estas tablas esta basada en los estándares de la ASOCIACION AMERICANA DE FABRICANTES DE CADENAS (American Chain Association)
 INFORMACION INTERMEC

* Para velocidades comprendidas dentro de la zona entre rayas punteadas, considerase el uso de la cadena silenciosa o Morse H, V.

8.6 Anexo E - Ficha técnica del motor.

Aguamarket
Cotizar
Categorías
Mi Aguamarket
Contacto

Inicio
Noticias
Temas de interes
Diccionario del agua
Productos Oferta
Cotizar productos

Motor Gasolina 5 5Hp

» Aguamarket » Guía de productos » Motores y generadores » Motores Bencineros o Gasolina



Producto n° 10734

Cotizar

MOTOR

Motor Gasolina 5,5Hp

El motor a gasolina posee un eje horizontal, es monocilíndrico, de 4 tiempos, del tipo OHV y con refrigerado por aire.

El motor a gasolina tiene una potencia máxima de 5,5 hp, con una potencia de trabajo de 4,5 hp, su peso es de 14,5 kg y es de uso industrial / comercial.

Especificaciones Motor

- Cilindrada: 163cc
- Capacidad Estanque Combustible: 3,6L
- Tipo de Combustible: Gasolina 93 Oct.
- Consumo Combustible: 0,540L/Kwh
- Sistema de Partida: Manual
- Capacidad Estanque Aceite: 0,6L
- Tipo Aceite: SAE 15W40 ó 20W50 Gasol.
- Máximo Torque: 9,1Nm/2.500min (RPM)
- Velocidad Máxima: 3.600min (RPM)
- Dimensiones (LxAxH): 31x37x34cm

8.7 Anexo F – Ficha técnica de la caja reductora.


NHL 50/2 50Hz

 Albero lento / Output shaft / Abtriebswelle
 Arbre petite vitesse / Eje lento / Eixo de saída

D = 50 mm

i	2800			1400			900			RD	P _t
	n ₂	M ₂	kW ₁	n ₂	M ₂	kW ₁	n ₂	M ₂	kW ₁		
3,07	912	228	22,4	456	305	15	293	335	10,6	0,97	
3,67	763	273	22,5	381	364	15	245	401	10,6	0,97	
4,87	575	314	19,5	287	483	15	185	461	9,2	0,97	
5,47	512	450	24,9	256	600	16,6	165	660	11,7	0,97	
6,51	430	525	24,4	215	700	16,3	138	770	11,5	0,97	
6,72	417	500	22,5	208	667	15	134	734	10,6	0,97	
7,78	360	623	24,2	180	830	16,1	116	913	11,4	0,97	
8,94	313	713	24,1	157	950	16,1	101	1045	11,4	0,97	
10,34	271	825	24,1	135	1100	16,1	87	1210	11,4	0,97	
12,07	232	825	20,7	116	1100	13,8	74,6	1210	9,74	0,97	
14,25	196	825	17,5	98,2	1100	11,7	63,2	1210	8,25	0,97	
16,04	175	825	15,5	87,3	1100	10,4	56,1	1210	7,33	0,97	
18,22	154	825	13,7	76,8	1099	9,12	49,4	1210	6,45	0,97	
20,9	134	825	11,9	67	1099	7,95	43,1	1209	5,62	0,97	
24,31	115	900	11,2	57,6	1200	7,46	37	1321	5,28	0,97	
28,76	97,4	900	9,46	48,7	1201	6,31	31,3	1320	4,46	0,97	
31,54	88,8	901	8,63	44,4	1200	5,75	28,5	1321	4,07	0,97	
38,77	72,2	900	7,02	36,1	1201	4,68	23,2	1321	3,31	0,97	
43,59	64,3	900	6,25	32,2	1200	4,17	20,7	1319	2,94	0,97	
49,93	56,1	900	5,45	28	1199	3,63	18	1321	2,57	0,97	

NHL - MNHL

8.8 Anexo G- Ficha técnica de las poleas.


www.intermec.com.co

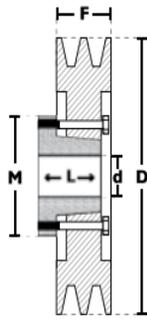
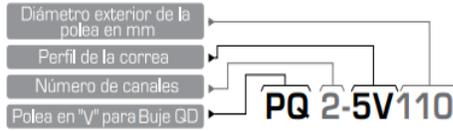

TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL (EN HP)

RPM del Eje más Rápido	Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)											
	110	120	125	130	140	150	160	170	180	190	205	215
100	0,49	0,57	0,65	0,75	0,84	0,97	1,10	1,23	1,36	1,48	1,64	1,80
200	0,85	1,00	1,16	1,35	1,54	1,78	2,03	2,27	2,52	2,76	3,06	3,36
300	1,17	1,40	1,63	1,90	2,17	2,53	2,90	3,25	3,60	3,96	4,40	4,83
400	1,46	1,76	2,06	2,40	2,77	3,24	3,70	4,17	4,63	5,10	5,67	6,24
435	1,55	1,88	2,20	2,58	2,97	3,48	3,98	4,48	5,00	5,48	6,10	6,72
485	1,70	2,04	2,40	2,83	3,25	3,80	4,37	4,93	5,48	6,03	6,70	7,40
500	1,72	2,10	2,46	2,90	3,33	3,90	4,48	5,06	5,63	6,20	6,90	7,60
575	1,90	2,33	2,75	3,24	3,74	4,40	5,05	5,70	6,35	7,00	7,80	8,58
585	1,94	2,36	2,78	3,30	3,80	4,46	5,12	5,78	6,44	7,10	7,90	8,70
600	1,97	2,40	2,84	3,36	3,87	4,56	5,24	5,90	6,58	7,25	8,08	8,90
690	2,18	2,67	3,17	3,76	4,34	5,12	5,90	6,66	7,42	8,17	9,12	10,05
700	2,20	2,70	3,20	3,80	4,40	5,18	5,96	6,74	7,50	8,28	9,23	10,17
725	2,26	2,78	3,30	3,90	4,52	5,33	6,14	6,94	7,74	8,53	9,50	10,50
800	2,42	2,98	3,55	4,22	4,90	5,78	6,66	7,54	8,40	9,27	10,34	11,40
870	2,56	3,17	3,78	4,50	5,23	6,20	7,14	8,08	9,02	9,95	11,10	12,24
900	2,62	3,25	3,88	4,63	5,37	6,36	7,34	8,30	9,28	10,23	11,42	12,60
950	2,72	3,38	4,04	4,83	5,61	6,64	7,67	8,70	9,70	10,70	11,95	13,18
1000	2,80	3,50	4,20	5,02	5,84	6,92	8,00	9,06	10,12	11,17	12,47	13,75
1100	3,00	3,75	4,50	5,40	6,30	7,46	8,63	9,80	10,94	12,07	13,48	14,87
1160	3,10	3,90	4,67	5,60	6,55	7,78	9,00	10,20	11,40	12,60	14,07	15,52
1200	3,16	3,98	4,80	5,76	6,72	8,00	9,25	10,50	11,73	12,95	14,46	15,95
1300	3,32	4,20	5,07	6,10	7,13	8,50	9,84	11,17	12,50	13,80	15,40	17,00
1400	3,46	4,40	5,33	6,44	7,54	8,98	10,42	11,83	13,23	14,60	16,31	18,00
1425	3,50	4,45	5,40	6,52	7,63	9,10	10,56	12,00	13,40	14,80	16,53	18,23
1500	3,60	4,60	5,58	6,76	7,92	9,46	10,97	12,47	13,94	15,40	17,20	18,94
1600	3,73	4,78	5,82	7,06	8,30	9,90	11,50	13,08	14,62	16,15	18,02	19,86
1700	3,85	4,95	6,05	7,35	8,64	10,34	12,00	13,66	15,28	16,87	18,82	20,73
1750	3,90	5,04	6,16	7,50	8,80	10,55	12,26	13,94	15,60	17,22	19,20	21,15
1800	3,95	5,10	6,27	7,63	8,98	10,76	12,50	14,22	15,90	17,56	19,58	21,55
1900	4,05	5,27	6,47	7,89	9,30	11,15	12,97	14,75	16,50	18,22	20,30	22,33
2000	4,14	5,40	6,66	8,14	9,60	11,53	13,42	15,26	17,07	18,83	20,98	23,06
2100	4,22	5,53	6,84	8,38	9,90	11,90	13,84	15,74	17,60	19,42	21,62	23,74
2200	4,28	5,65	7,00	8,60	10,17	12,23	14,24	16,20	18,10	19,96	22,10	24,37
2300	4,34	5,76	7,15	8,80	10,43	12,54	14,60	16,62	18,58	20,47	22,76	24,94
2400	4,40	5,85	7,30	9,00	10,66	12,84	14,96	17,02	19,00	20,94	23,26	25,46

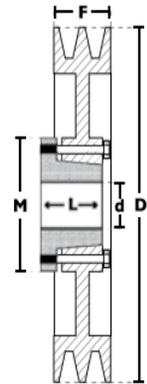
POLEAS TIPO
5V

DIMENSIONES DE POLEAS PARA BUJES QD

Nomenclatura para poleas con Buje QD



Modelo T2



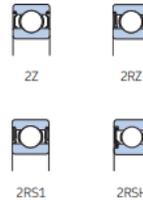
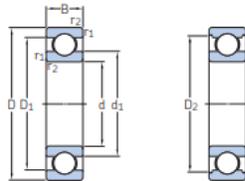
Modelo T3

2 CANALES
Ancho [F] = 42.9 mm

Diámetro Exterior (D)		Referencia Polea	Ref. Buje	Huevo máximo con cuñero estándar [d]		Longitud del Buje en mm (L)	Diámetro del buje en mm (M)	Modelo	Peso sin Buje en Lb
pulg	mm			mm	pulg				
4.4	110	PQ 2-5V110	SH	34.9	1-3/8	33	70	T2	4.0
4.6	120	PQ 2-5V120	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T2	4.5
4.9	125	PQ 2-5V125	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T2	5.0
5.2	130	PQ 2-5V130	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T2	5.5
5.5	140	PQ 2-5V140	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T2	6.0
5.9	150	PQ 2-5V150	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T2	7.0
6.3	160	PQ 2-5V160	SK	54.0	2-1/8	50	100	T2	8.0
6.7	170	PQ 2-5V170	SK	54.0	2-1/8	50	100	T2	10.0
7.1	180	PQ 2-5V180	SK	54.0	2-1/8	50	100	T2	11.0
7.5	190	PQ 2-5V190	SK	54.0	2-1/8	50	100	T2	13.0
7.9	200	PQ 2-5V200	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	13.7
8.0	205	PQ 2-5V205	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	14.0
8.5	215	PQ 2-5V215	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	15.0
9.0	230	PQ 2-5V230	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	16.0
9.2	235	PQ 2-5V235	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	16.5
9.7	250	PQ 2-5V250	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	17.0
10.3	260	PQ 2-5V260	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	18.0
10.9	275	PQ 2-5V275	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	19.0
11.0	280	PQ 2-5V280	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	19.2
11.3	285	PQ 2-5V285	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	19.5
11.8	300	PQ 2-5V300	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	20.0
12.5	315	PQ 2-5V315	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	25.0
12.6	320	PQ 2-5V320	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	25.8
13.2	335	PQ 2-5V335	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	27.0
13.8	350	PQ 2-5V350	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	27.6
14.0	355	PQ 2-5V355	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	28.0
15.0	380	PQ 2-5V380	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	30.0
15.7	400	PQ 2-5V400	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	33.5
16.0	405	PQ 2-5V405	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	34.0
18.7	475	PQ 2-5V475	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	49.0
19.7	500	PQ 2-5V500	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	51.6
21.2	540	PQ 2-5V540	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	55.5
23.6	600	PQ 2-5V600	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	72.0
28.0	710	PQ 2-5V710	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	80.0

8.9 Anexo H – Selección de rodamientos.

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 35 – 40 mm



Dimensiones principales	Capacidad de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾		
	básica dinámica C	estática C ₀		Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾						
d	D	B	P _u	r. p. m.	kg	-	-	-	-		
35 cont.	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26	6207 ETN9	-	
	72	23	25,5	15,3	0,655	-	6 300	0,4	62207-2RS1	-	
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,46	6307	-	
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	17 000	0,54	6307 M	-	
	80	21	35,1	19	0,815	-	6 000	0,46	6307-2RSH	6307-RSH	
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	9 500	0,48	6307-2Z	6307-Z	
	80	31	33,2	19	0,815	-	6 000	0,68	62307-2RS1	-	
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,97	6407	-	
	40	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	13 000	0,034	61808-2RZ	-
		52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032	61808	-
62		12	13,8	10	0,425	-	6 700	0,12	61908-2RS1	-	
62		12	13,8	10	0,425	24 000	12 000	0,12	61908-2RZ	-	
62		12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12	61908	-	
68		9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13	616008	-	
68		15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19	6008	-	
68		15	17,8	11	0,49	-	6 300	0,2	6008-2RS1	6008-RS1	
68		15	17,8	11	0,49	22 000	11 000	0,2	6008-2RZ	6008-RZ	
68		15	17,8	11	0,49	22 000	11 000	0,2	6008-2Z	6008-Z	
68		21	16,8	11	0,49	-	6 300	0,27	63008-2RS1	-	
80		18	32,5	19	0,8	18 000	11 000	0,37	6208	-	
80		18	32,5	19	0,8	-	5 600	0,37	6208-2RSH	6208-RSH	
80		18	32,5	19	0,8	18 000	9 000	0,38	6208-2RZ	6208-RZ	
80		18	32,5	19	0,8	18 000	9 000	0,38	6208-2Z	6208-Z	
80		18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9	-	
80		23	30,7	19	0,8	-	5 600	0,47	62208-2RS1	-	
90		23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	6308	-	
90		23	42,3	24	1,02	-	5 000	0,64	6308-2RSH	6308-RSH	
90		23	42,3	24	1,02	17 000	8 500	0,65	6308-2RZ	6308-RZ	
90	23	42,3	24	1,02	17 000	8 500	0,65	6308-2Z	6308-Z		
90	33	41	24	1,02	-	5 000	0,92	62308-2RS1	-		
110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408	-		

8.10 Anexo I – Ficha técnica elevador de husillo.

BALL SCREW JACKS ORDERING INFORMATION

Instructions: Select a model number from this chart.

1-Ton Standard	2-Ton Standard	2-Ton Reverse Base Standard	5-Ton Standard	10-Ton Standard	10-Ton Heavy Duty	20-Ton Standard	30-Ton Standard	50-Ton Standard
WBLS1 WBLS201	WB62 WB122 WB242	#WB62 #WB122 #WB242	WB95 WB125 WB245	WBL810 WBL2410	WB810 WB2410	WB620 WB2420	WB1130 WB3230	WB1150 WB3250
1-Ton Heavy Duty	2-Ton High Lead	2-Ton Reverse Base High Lead	5-Ton High Lead	10-Ton Standard High Lead	10-Ton Heavy Duty High Lead			50-Ton Reverse Base
WB51 WB201	#WB62 #WB122 #WB242	#WB62 #WB122 #WB242	#WB65 #WB125 #WB245	#WBL810 #WBL2410	#WB810 #WB2410			#WB1150 #WB3250

Important Note: *Bit self-locking, may lower under load. Brake motors or external locking systems are required.
 ** Keyed for non-rotation is not a standard option. Contact sales@joycedayton.com
 # Indicates High Lead (2-ton, 5-ton and 10-ton only).
 R: Reverse Base Jack (2-ton and 50-ton only).

Sample Part Number: **WB65U4S-6.0-STDX-STDX-B**

Jack Configuration

Upright
 Inverted

End Conditions

T1 (plain end)
 T2 (load pad)
 T3 (braked end)
 T4 (male clevis)

Left Side Shaft Code
(see below)

Remove STD
 Standard
 Custom
 For optional shaft codes, see page 83.

Right Side Shaft Code
(see below)

Remove STD
 Standard
 Custom
 For optional shaft codes, see page 83.

Additional Options*

Standard Jack, no additional options
 Additional Specification Required (comment as necessary)

Protective Boots pp. 173-175
 Protective Boot
 Dual Protective Boot

Finishes p. 182
 Do Not Paint
 Epoxy Paint
 Outdoor Paint Process

Motor Options
 Loss Motor
 Brake Motor
 Single Phase Motor (120VAC)
 50Hz Motor
 Special Motor

Gross/Scale
 High Temperature Operation
 Food Grade

Screw Slope
 Extending

* Specify as many options as needed

Ball Screw Jack Rise
 Rise is travel expressed in inches and not the actual screw length.

Jack Designs

Traveling
 Keyed for Non Rotation**
 Traveling Nut
 Double Clevis
 KFTN Trunion*
 Trunion*

*Standard trunion mounts available on 2-ton through 20-ton jacks. (See page 182)
 **Keyed for non-rotation is not a standard option. Contact Joyce with your requirements.

8.11 Anexo J – Tubería y perfiles estructurales.

Ternium Tubería y Perfiles

Tubería estructural / cuadrada

Normas

Fabricación:
NTC 4526
Tubería estructural grado C con costura (para $t \geq 2,0$ mm).
Tubería estructural grado A con costura (para $t = 1,5$ mm)



Descripción

Tubería estructural cuadrada, formada en frío a partir de lámina rolada en caliente y soldada por inducción de alta frecuencia.

Aplicaciones

Usada en la industria y construcción civil de edificios (pórticos, correas para cerramiento y cubierta, cerchas, vigas viguetas, columnas y riostras) así como para infraestructura y carrocerías.

Longitud

Longitud estándar de 6 m.

Ventajas

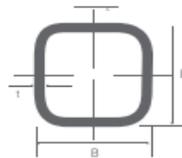
Cuenta con variedad de dimensiones y espesores, siendo las más resistentes del mercado y con excelente soldabilidad.

Tubería Estructural Cuadrada				
Referencia	Espesor - t (mm)	Lado B (mm)	Masa Teórica Lineal A (kg/m)	Unidades por paquete
PTE CUA. 26 x 26 mm *	1,5	26,0	1,21	49
PTE CUA. 26 x 26 mm	2,0	26,0	1,60	49
PTE CUA. 26 x 26 mm *	2,5	26,0	1,96	42
PTE CUA. 26 x 26 mm *	3,0	26,0	2,33	30
PTE CUA. 30 x 30 mm	2,0	30,0	1,82	49
PTE CUA. 30 x 30 mm *	2,5	30,0	2,26	42
PTE CUA. 30 x 30 mm *	3,0	30,0	2,66	30
PTE CUA. 38.1 x 38.1 mm *	2,0	38,1	2,34	49
PTE CUA. 38.1 x 38.1 mm *	2,5	38,1	2,88	42
PTE CUA. 38.1 x 38.1 mm *	3,0	38,1	3,41	30
PTE CUA. 38.1 x 38.1 mm *	3,5	38,1	3,96	25
PTE CUA. 38.1 x 38.1 mm *	4,0	38,1	4,46	25
PTE CUA. 40 x 40 mm	1,5	40,0	1,77	49
PTE CUA. 40 x 40 mm	2,0	40,0	2,34	49
PTE CUA. 40 x 40 mm	2,5	40,0	2,88	42
PTE CUA. 40 x 40 mm *	3,0	40,0	3,41	30
PTE CUA. 40 x 40 mm *	3,5	40,0	3,96	25
PTE CUA. 40 x 40 mm *	4,0	40,0	4,46	25
PTE CUA. 50 x 50 mm	1,5	50,0	2,33	49
PTE CUA. 50 x 50 mm	2,0	50,0	3,09	49
PTE CUA. 50 x 50 mm	2,5	50,0	3,83	42
PTE CUA. 50 x 50 mm	3,0	50,0	4,55	30
PTE CUA. 50 x 50 mm *	3,5	50,0	5,28	25
PTE CUA. 60 x 60 mm	2,0	60,0	3,72	49
PTE CUA. 60 x 60 mm	2,5	60,0	4,61	42
PTE CUA. 60 x 60 mm *	3,0	60,0	5,51	30
PTE CUA. 60 x 60 mm *	3,5	60,0	6,37	25
PTE CUA. 60 x 60 mm *	4,0	60,0	7,25	25
PTE CUA. 70 x 70 mm	2,0	70,0	4,35	49
PTE CUA. 70 x 70 mm *	2,5	70,0	5,42	42
PTE CUA. 70 x 70 mm *	3,0	70,0	6,45	30
PTE CUA. 70 x 70 mm *	3,5	70,0	7,50	25
PTE CUA. 70 x 70 mm *	4,0	70,0	8,51	25
PTE CUA. 90 x 90 mm	2,0	90,0	5,60	49
PTE CUA. 90 x 90 mm	2,5	90,0	6,99	42
PTE CUA. 90 x 90 mm *	3,0	90,0	8,34	30
PTE CUA. 90 x 90 mm *	3,5	90,0	9,67	25
PTE CUA. 90 x 90 mm *	4,0	90,0	11,02	25
PTE CUA. 100 x 100 mm	2,0	100,0	6,15	30
PTE CUA. 100 x 100 mm	2,5	100,0	7,65	30
PTE CUA. 100 x 100 mm	3,0	100,0	9,16	25
PTE CUA. 100 x 100 mm *	3,5	100,0	10,66	25
PTE CUA. 100 x 100 mm	4,0	100,0	12,12	25

Nota: A - La masa teórica lineal (kg/m) cumple con el peso definido en la norma NTC4526:2017 Tablas 2, 3 y 4 +/- 10%.
Nota: Para longitudes especiales se requiere aprobación por parte de las áreas de planificación e ingeniería de producto, el pedido mínimo para cada longitud es de 5 unidades.

*Producción bajo pedido, previa consulta de volúmenes mínimos a planificación.

Geometría Tubería Estructural Cuadrada



PTE CUA. [] x [] x [] Designación
t: Espesor (mm)
B: Ancho (mm)
B: Ancho (mm)
Perfil Tubular Estructural Cuadrado

ETP consultada(s):
TADETP01010 N3 ETP COLCLO T01 NTC 4526. Versión vigente sujeta a cambio sin previo aviso.

Ternium Tubería y Perfiles

Tubería estructural / rectangular

Normas

Fabricación:
NTC 4526
Tubería estructural grado C con costura (para t ≥ 2.0 mm).
Tubería estructural grado A con costura (para t = 1.5 mm).



NTC 4526 2019
Tubería Estructural

Descripción

Tubería estructural rectangular, formada en frío a partir de lámina rollada en caliente y soldada por inducción de alta frecuencia.

Aplicaciones

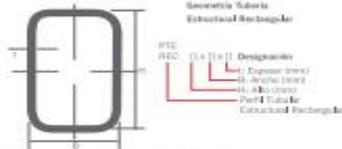
Usada en la industria y la construcción civil de edificios (pórticos, correas para cerramiento y cubierta cerchas, vigas, viguetas, columnas y riostras) así como para infraestructura carrocerías.

Longitud

Longitud estándar de 6 m.

Ventajas

Cuenta con variedad de dimensiones y espesores, siendo las más resistentes del mercado y con excelente soldabilidad.

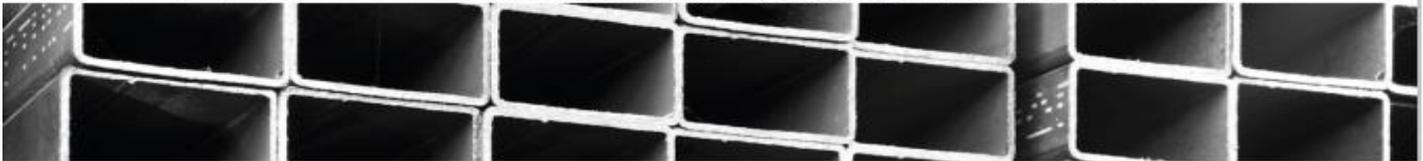


Tubería Estructural Rectangular					
REFERENCIA	Lado Mayor B (mm)	Lado Mayor H (mm)	Espesor t (mm)	Masa Teórica Lineal A (kg/m)	Unidades por sección
PTE REC. 50,8 x 25,4mm	25,4	50,8	1,5	1,77	50
PTE REC. 50,8 x 25,4mm *	25,4	50,8	2,0	2,34	50
PTE REC. 50,8 x 25,4mm *	25,4	50,8	2,5	2,88	40
PTE REC. 50,8 x 25,4mm *	25,4	50,8	3,0	3,41	30
PTE REC. 50,8 x 25,4mm *	25,4	50,8	3,5	3,96	25
PTE REC. 50 x 30 mm	30,0	50,0	1,5	1,77	50
PTE REC. 50 x 30 mm *	30,0	50,0	2,0	2,34	50
PTE REC. 50 x 30 mm *	30,0	50,0	2,5	2,88	40
PTE REC. 50 x 30 mm *	30,0	50,0	3,0	3,41	30
PTE REC. 50 x 30 mm *	30,0	50,0	3,5	3,96	25
PTE REC. 80 x 40 mm	40,0	80,0	1,5	2,81	50
PTE REC. 80 x 40 mm *	40,0	80,0	2,0	3,72	50
PTE REC. 80 x 40 mm *	40,0	80,0	2,5	4,61	40
PTE REC. 80 x 40 mm *	40,0	80,0	3,0	5,51	30
PTE REC. 80 x 40 mm *	40,0	80,0	3,5	6,37	25
PTE REC. 80 x 40 mm *	40,0	80,0	4,0	7,25	25
PTE REC. 90 x 50 mm	50,0	90,0	2,0	4,35	50
PTE REC. 90 x 50 mm *	50,0	90,0	2,5	5,42	40
PTE REC. 90 x 50 mm *	50,0	90,0	3,0	6,45	30
PTE REC. 90 x 50 mm *	50,0	90,0	3,5	7,50	25
PTE REC. 100x50 mm	50,0	100,0	1,5	3,52	50
PTE REC. 100x50 mm *	50,0	100,0	2,0	4,65	50
PTE REC. 100x50 mm *	50,0	100,0	2,5	5,77	50
PTE REC. 100x50 mm *	50,0	100,0	3,0	6,86	50
PTE REC. 100x50 mm *	50,0	100,0	3,5	7,94	50
PTE REC. 100x50 mm *	50,0	100,0	4,0	9,00	50
PTE REC. 110 x 70 mm *	70,0	110,0	2,5	6,99	40
PTE REC. 110 x 70 mm *	70,0	110,0	3,0	8,34	30
PTE REC. 110 x 70 mm *	70,0	110,0	3,5	9,67	25
PTE REC. 120 x 60 mm	60,0	120,0	2,0	5,60	50
PTE REC. 120 x 60 mm *	60,0	120,0	2,5	6,99	40
PTE REC. 120 x 60 mm *	60,0	120,0	3,0	8,34	30
PTE REC. 120 x 60 mm *	60,0	120,0	3,5	9,67	25
PTE REC. 130 x 50 mm *	50,0	130,0	2,0	5,60	50
PTE REC. 130 x 50 mm *	50,0	130,0	2,5	6,99	40
PTE REC. 130 x 50 mm *	50,0	130,0	3,0	8,34	30
PTE REC. 130 x 50 mm *	50,0	130,0	3,5	9,67	25
PTE REC. 150 x 50 mm	50,0	150,0	2,0	6,15	30
PTE REC. 150 x 50 mm *	50,0	150,0	2,5	7,65	30
PTE REC. 150 x 50 mm *	50,0	150,0	3,0	9,16	25
PTE REC. 150 x 50 mm *	50,0	150,0	3,5	10,66	25
PTE REC. 150 x 50 mm *	50,0	150,0	4,0	12,12	25

Nota: A - La masa teórica lineal (kg/m) cumple con el peso definido en la norma NTC4526:2017 Tablas 2, 3 y 4 +/- 10%
Nota: Para longitudes especiales se requiere aprobación por parte de las áreas de planificación e ingeniería de producto, el pedido mínimo para cada longitud es de 5 unidades.

*Producción bajo pedido, previa consulta de volúmenes mínimos a planificación.

ETP consultada(s):
TADETP01010 N3 ETP COLCLO T01 NTC 4526. Versión vigente sujeta a cambio sin previo aviso.





Perfil en Acabado Negro y Recubierto con Anticorrosivo

Fabricado bajo norma NTC 5685 / Acero NTC 6 (ASTM A1011) SS – Grado 50

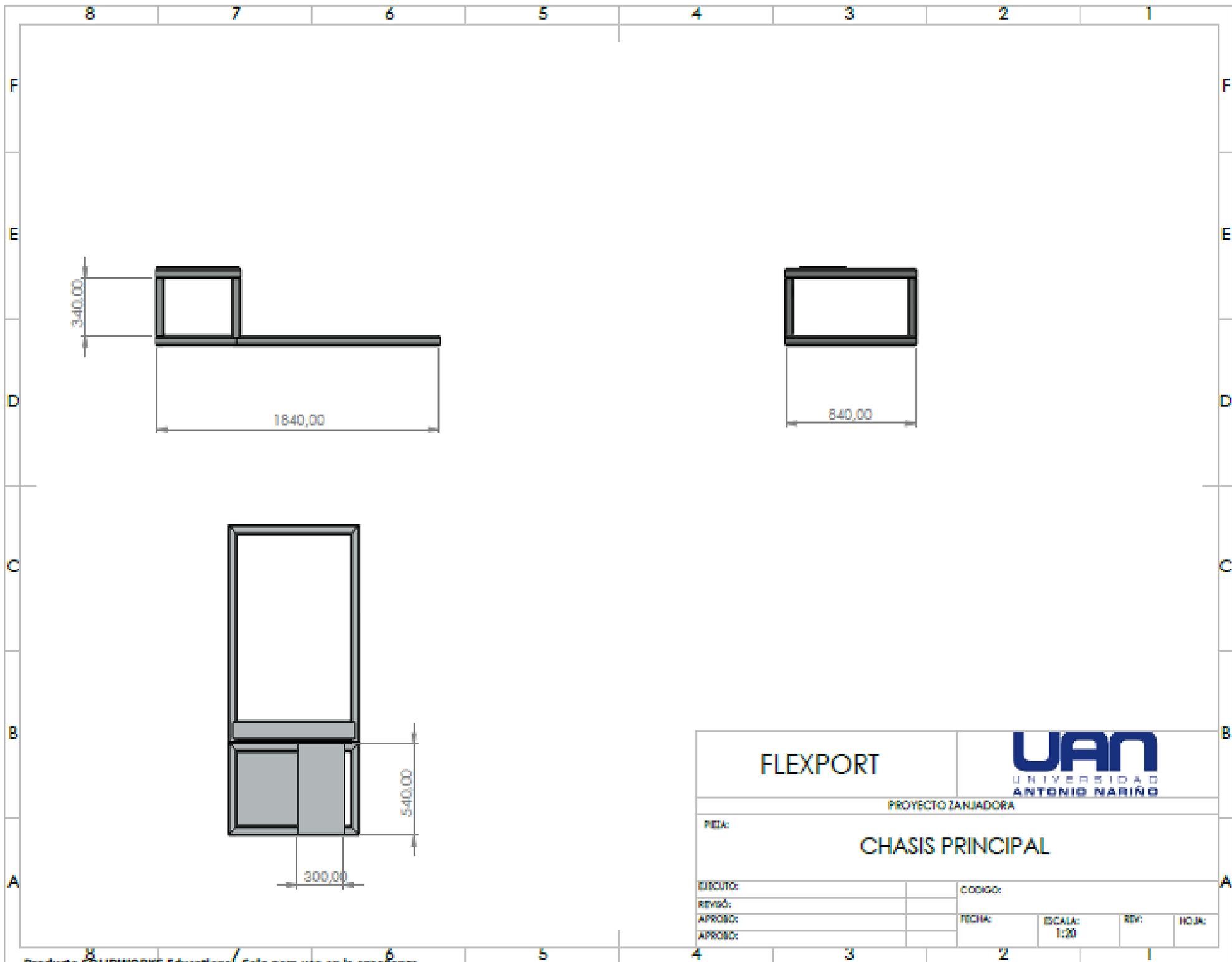
Perfil Negro (PHR) sin decapar en espesores de 1.5 mm – 2.0 mm – 2.5 mm - 3.00 mm. **Ofrecemos perfil decapado bajo pedido**, que mejora la limpieza del perfil para la aplicación de pintura.

Perfil Recubierto con Anticorrosivo (PHR) en espesores de 1.5 mm – 2.0 mm – 2.5 mm – 3.00 mm listos para pintar que elimina por completo el proceso de limpieza y brinda protección anticorrosiva.



Referencia	Sección Perfil			Espesores en milímetros			
	A (mm)	B (mm)	C (mm)	3.0	2.5	2.0	1.5
				Peso Kg/m			
Perfil en C 100 x 50	100	50	15	5.06	4.22	3.38	2.53
Perfil en C 120 x 60	120	60	15	6.12	5.10	4.08	3.06
Perfil en C 150 x 50	150	50	17	6.31	5.26	4.21	3.16
Perfil en C ó Z 160 x 60	160	60	20	7.16	5.97	4.77	3.58
Perfil en C ó Z 203 x 67	203	67	19	8.43	7.03	5.62	4.21
Perfil en C ó Z 220 x 80	220	80	20	9.56	7.97	6.37	4.78
Perfil en C ó Z 254 x 67	254	67	18	9.56	7.97	6.37	4.78
Perfil en C ó Z 305 x 80	305	80	25	11.73	9.77	7.82	5.86
Perfil en C ó Z 355 x 110*	355	110	25	14.25	11.87	9.50	

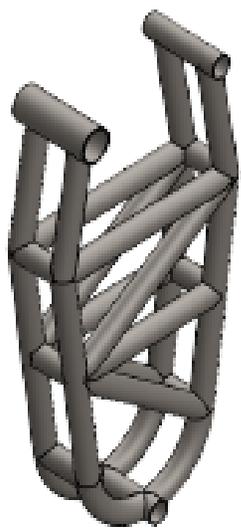
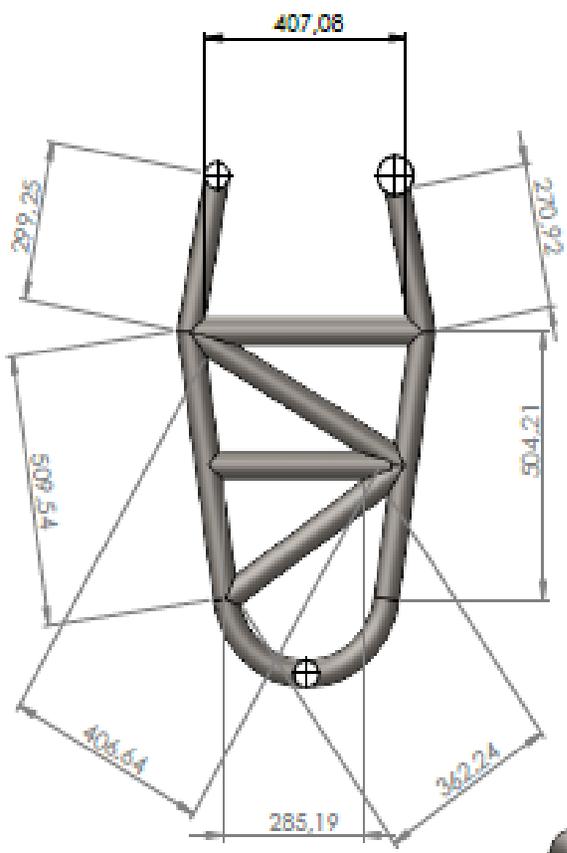
Nota:
 longitud estándar 6.00m, también se fabrican medidas especiales de 2.00m a 12.00m.
 *Perfiles en Z 355 x 110 disponibles solo en acabado negro.



FLEXPOR		 UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO			
PROYECTO ZANJADORA					
TÍTULO: <h2 style="text-align: center;">CHASIS PRINCIPAL</h2>					
EJECUTO:		CODIGO:			
REVISÓ:		FECHA:		ESCALA:	REV:
APROBÓ:				1:20	
APROBÓ:					HOJA:

8 7 6 5 4 3 2 1

F
E
D
C
B
A



F
E
D
C
B
A

FLEXPOR

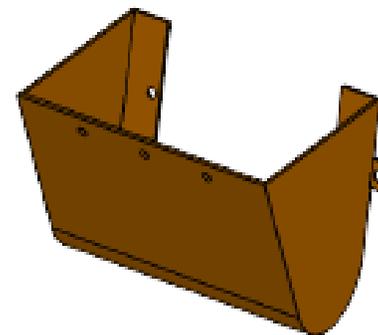
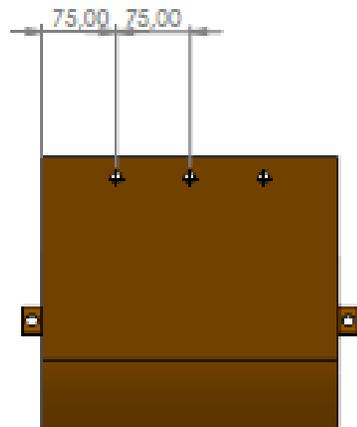
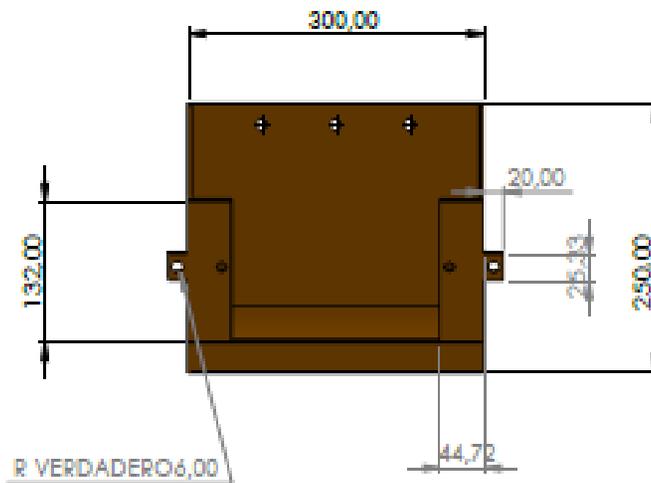
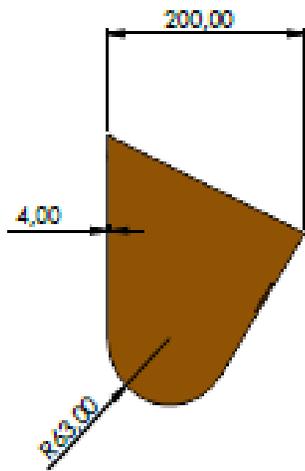


PROYECTO ZANJADORA

TITULO:
CHASIS TUBULAR

EJECUTO:		CODIGO:			
REVISO:		FECHA:	ESCALA:	REV:	HOJA:
APROBO:			1:10		
APROBO:					

8 7 6 5 4 3 2 1



FLEXPORT

UAN
UNIVERSIDAD
ANTONIO NARIÑO

PROYECTO ZANJADORA

PIEA:

CANGILON

EJECUTO:

CODIGO:

REVISÓ:

APROBO:

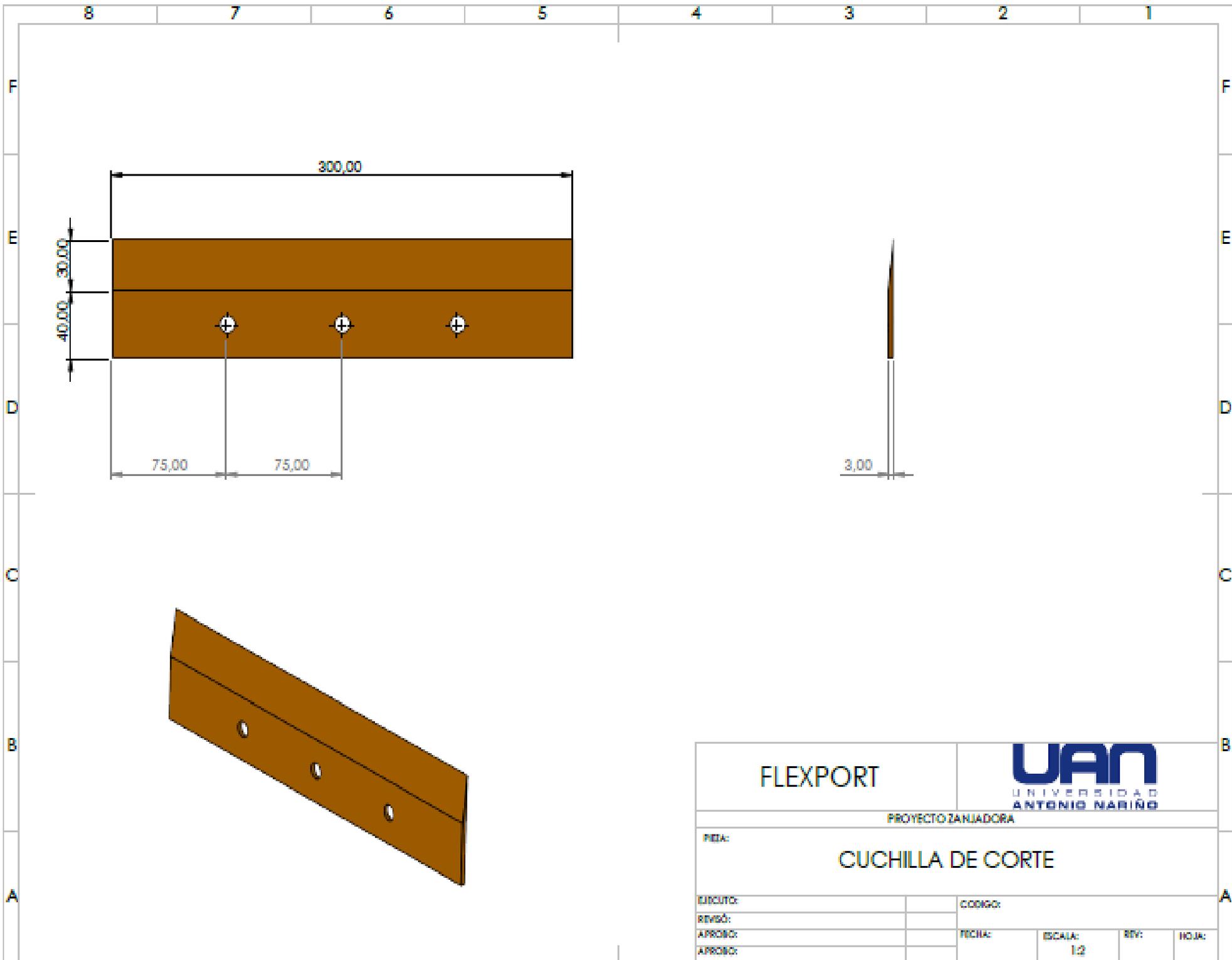
APROBO:

FECHA:

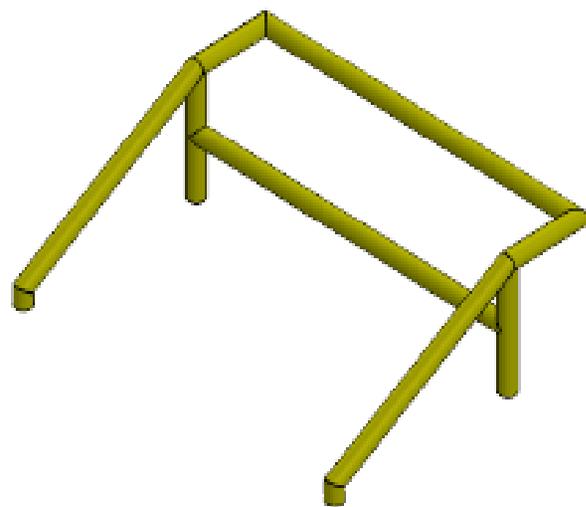
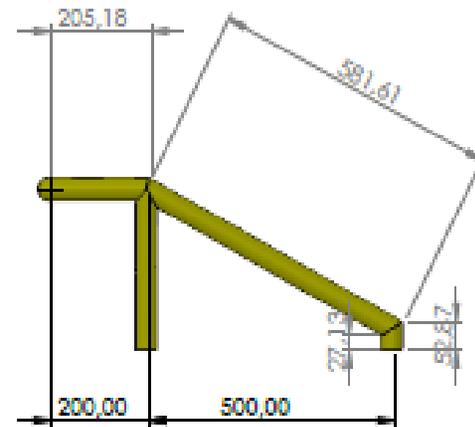
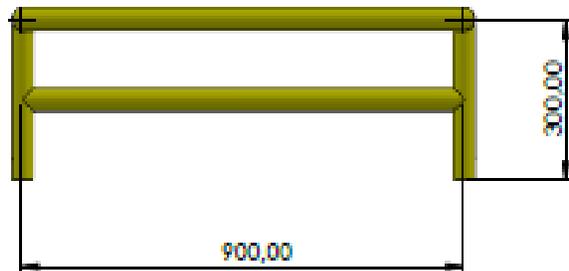
ESCALA:
1:10

REV:

HOJA:



FLEXPOR		 UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO		
PROYECTO ZANJADORA				
NDA:				
CUCHILLA DE CORTE				
ELABORO:		CODIGO:		
REVISÓ:				
APROBO:		FECHA:	ESCALA: 1:2	REV:
APROBO:				HOJA:



FLEXPORT

UAN
UNIVERSIDAD
ANTONIO NARIÑO

PROYECTO ZANJADORA

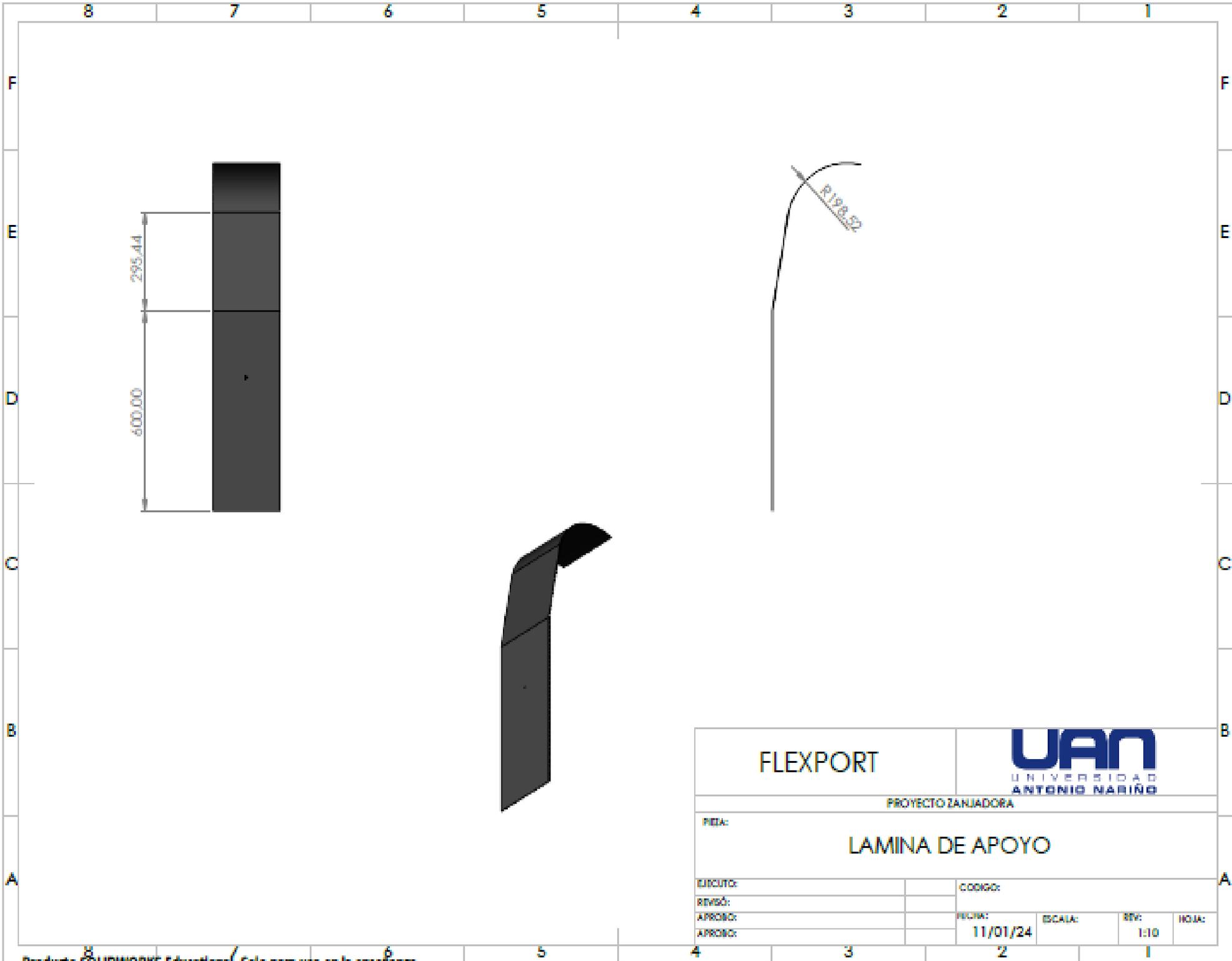
PIEA:

ESTRUCTURA DE EMPUJE

DISEÑO:
REVISÓ:
APROBÓ:
APROBÓ:

CODIGO:

FECHA: ESCALA: 1:10 REV: HOJA:



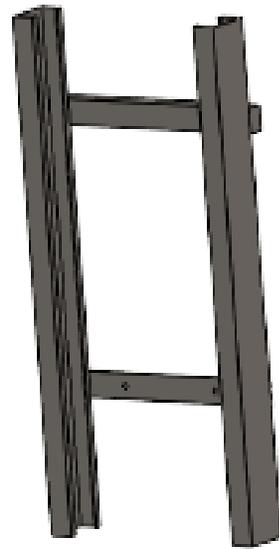
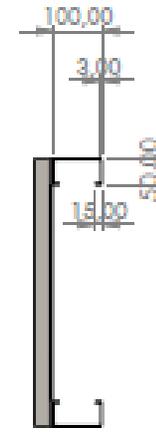
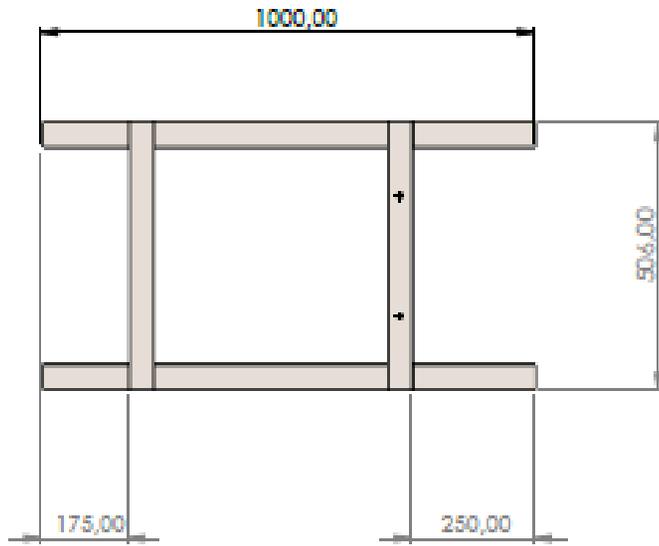
FLEXPOR



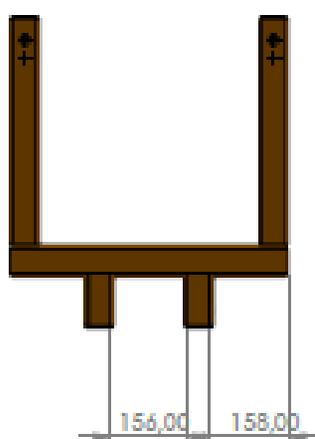
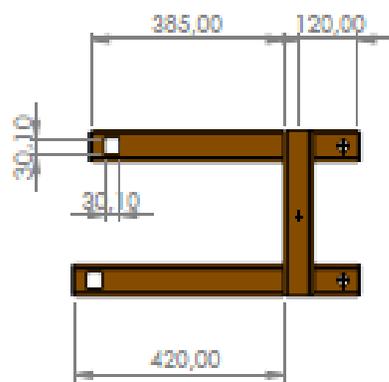
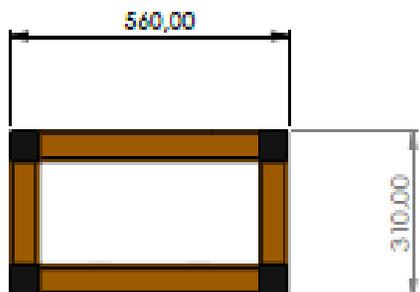
PROYECTO LANJADORA

PIEA:
LAMINA DE APOYO

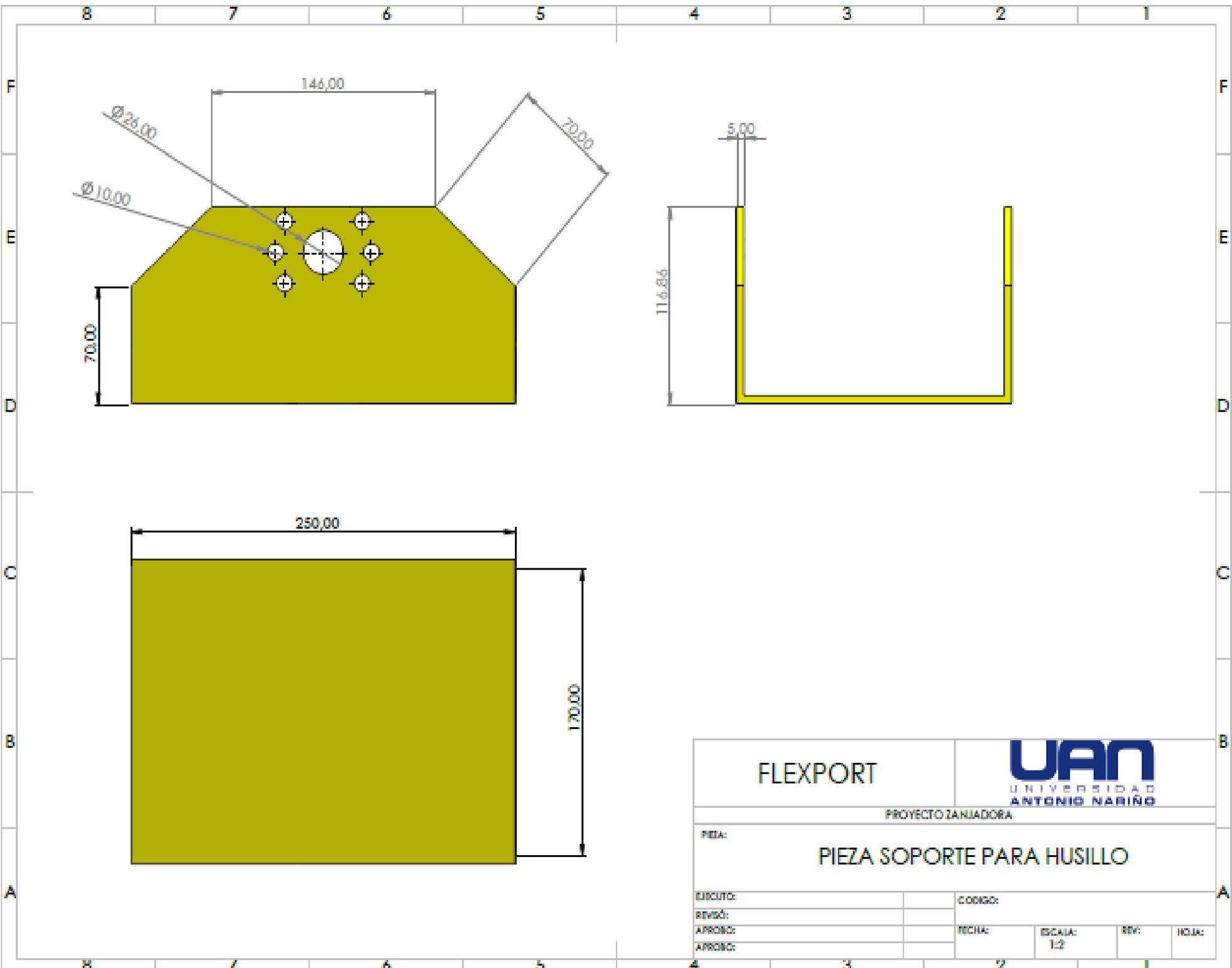
EJECUTO:		CODIGO:			
REVISÓ:		FECHA:	ESCALA:	REV:	NOVA:
APROBO:		11/01/24		1:10	
APROBO:					



FLEXPORT		 UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO		
PROYECTO ZANJADORA				
PIEDA: MASTIL				
ELABORO:		CODIGO:		
REVISÓ:		FECHA:	ESCALA:	REV:
APROBO:			1:10	
APROBO:				HOJA:



FLEXPOR		 UAN UNIVERSIDAD ANTONIO MARIÑO		
PROYECTO ZARJADORA				
PIEZA: <h2 style="text-align: center;">HORQUILLA</h2>				
EJECUTO:		CODIGO:		
REVISÓ:				
APROBO:		FECHA:	ESCALA:	REV:
APROBO:			1:10	HOJA:



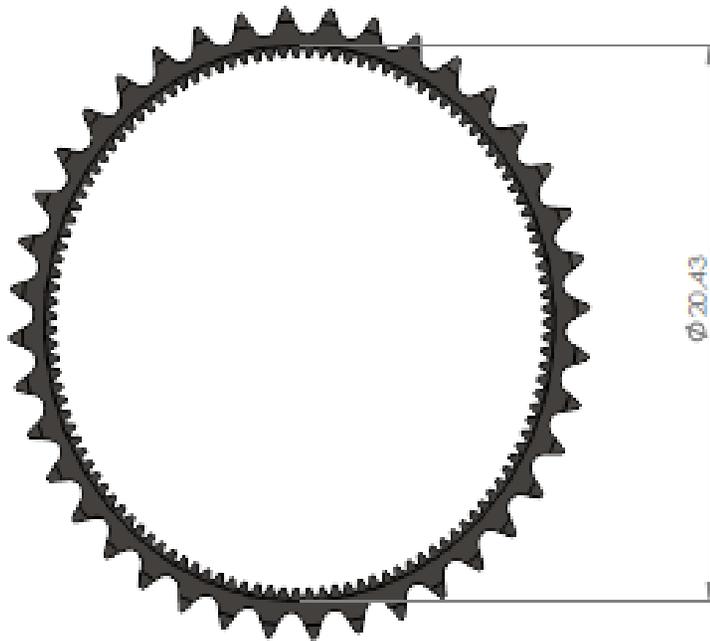
FLEXPOR



PROYECTO LANJADORA

PIZA SOPORTE PARA HUSILLO

EJECUTO:		CODIGO:			
REVISÓ:		FECHA:		ESCALA:	REV:
APROBO:		1:2			HOJA:
APROBO:					



ESPECIFICACIONES PIÑON	
NÚMERO DE DIENTES	40
PASO	1.75 in
DIÁMETRO EXTERIOR	20.38 in
DIÁMETRO ANULAR	20.47 in
ESPECIFICACIONES ENGRANE INTERNO	
NÚMERO DE DIENTES	119
DIÁMETRO DE PASO	19.833 in
PASO DIAMETRAL	6
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°
PROFUNDIDAD TOTAL	0.374 in
ADDENDUM	0.166 in
ESPOR DE DIENTE	0.267 in
PROFUNDIDAD DE TRABAJO	0.302 in
DIÁMETRO EXTERIOR	20.154 in
DIÁMETRO DE BASE	19.488 in
DIÁMETRO ANULAR	20.47 in

FLEXPOR

UAN
UNIVERSIDAD
ANTONIO NARIÑO

PROYECTO ZANJADORA

INDIA:

EJECUTO:

CODIGO:

REVISÓ:

APROBÓ:

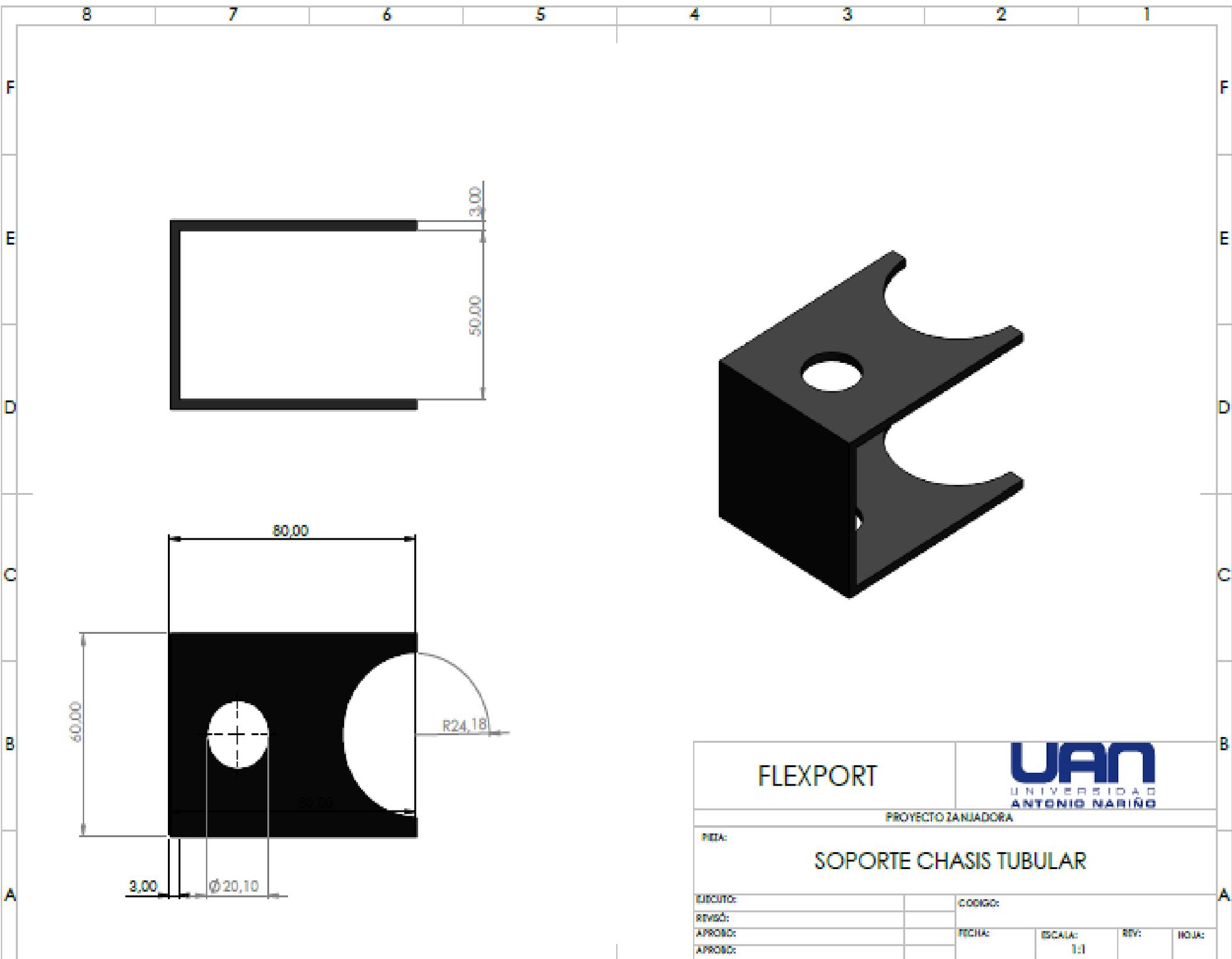
APROBÓ:

FECHA:

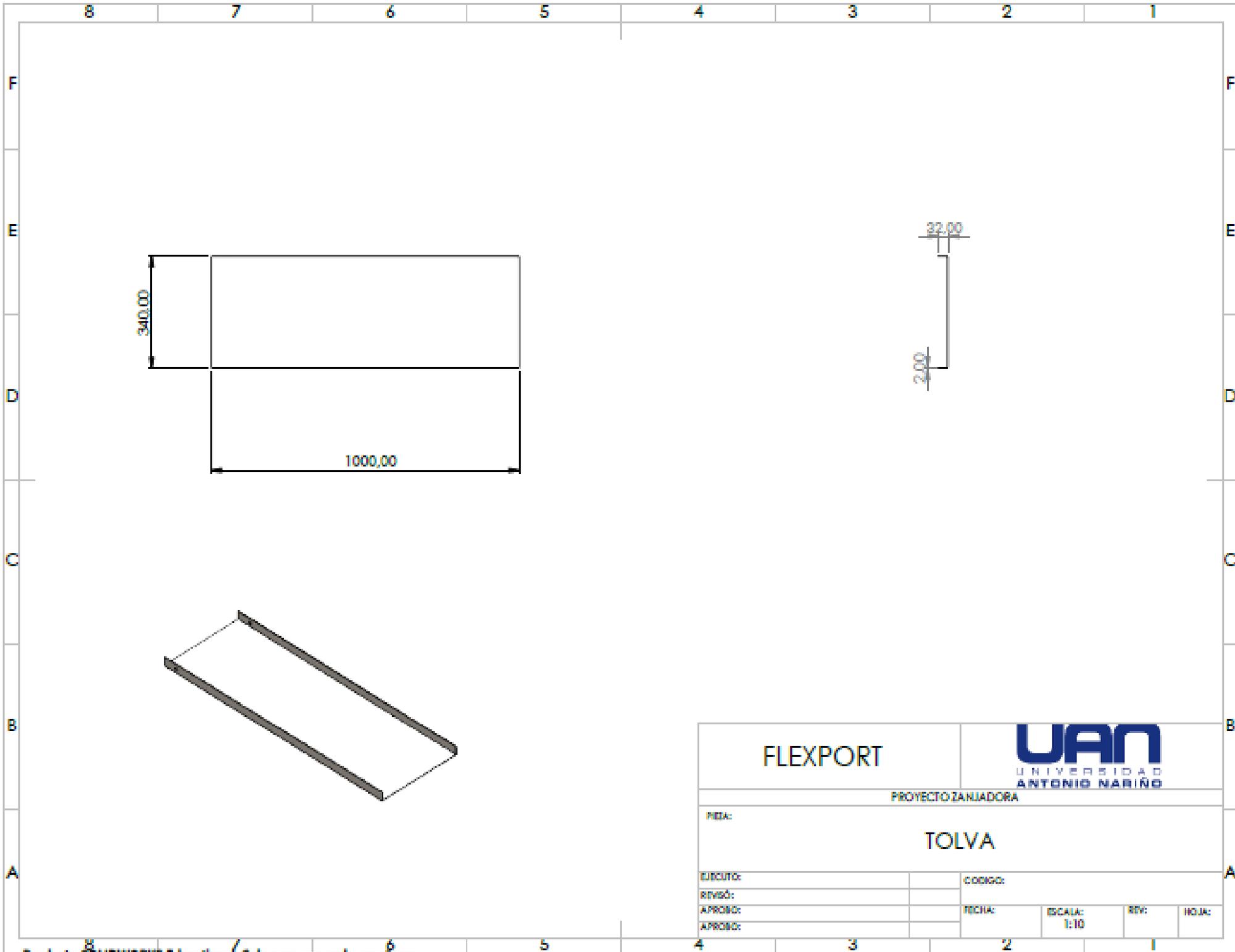
ESCALA:

REV:

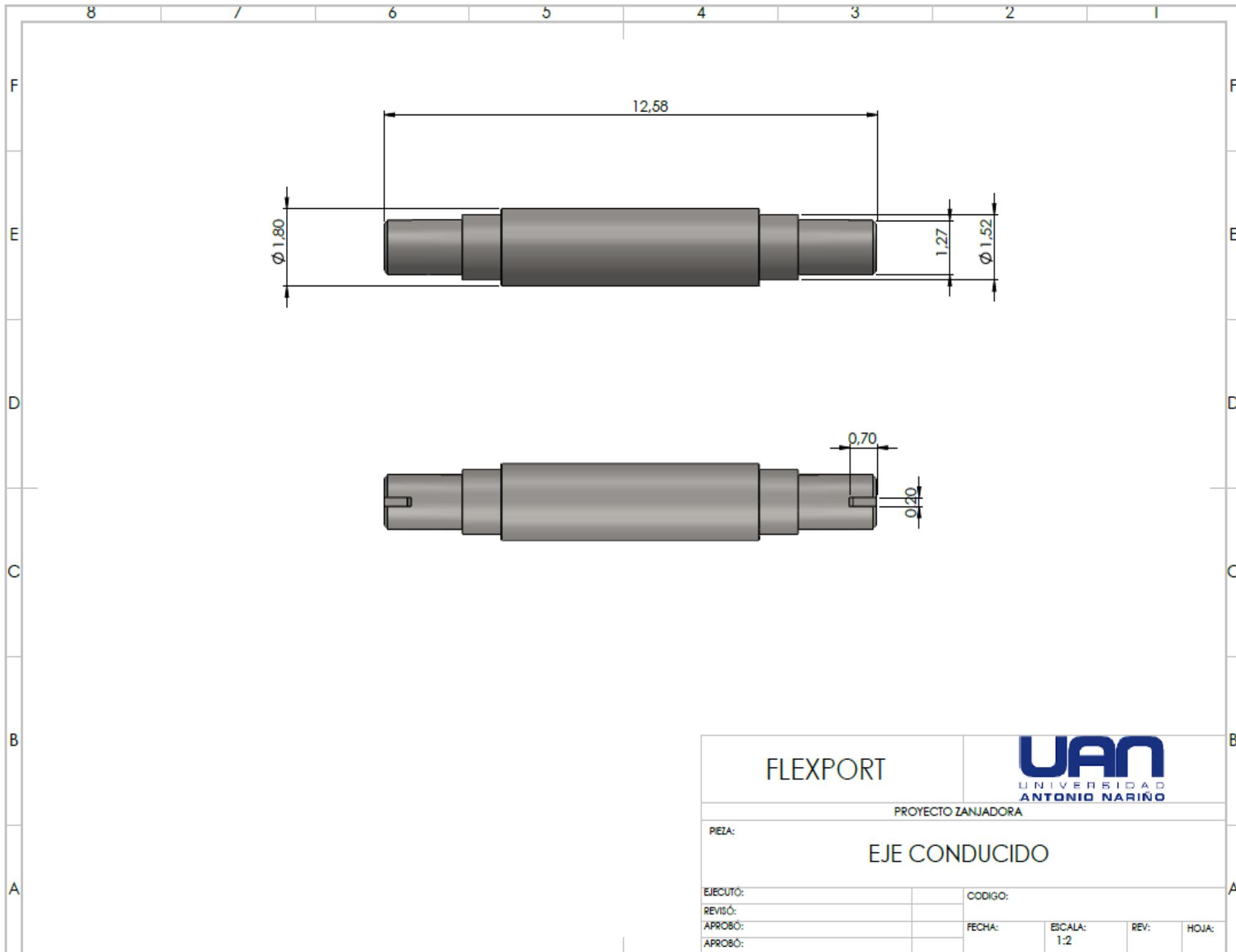
HOJA:



FLEXPOR		UAN UNIVERSIDAD ANTONIO MARIÑO		
PROYECTO ZANJADORA				
TÍTULO: SOPORTE CHASIS TUBULAR				
DISEÑO:		CODIGO:		
REVISÓ:		FECHA:		
APROBÓ:		ESCALA:		REV:
APROBÓ:		1:1		HOJA:



FLEXPORT		 UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO	
PROYECTO ZANJADORA			
PIEZA: <h2 style="text-align: center;">TOLVA</h2>			
DISEÑO:		CODIGO:	
REVISÓ:		FECHA:	
APROBÓ:		ESCALA: 1:10	
APROBÓ:		REV:	
		HOJA:	



FLEXPOR

UAN
UNIVERSIDAD
ANTONIO NARIÑO

PROYECTO ZANJADORA

PIEZA:

EJE CONDUCCO

EJECUTÓ:

CODIGO:

REVISÓ:

APROBÓ:

APROBÓ:

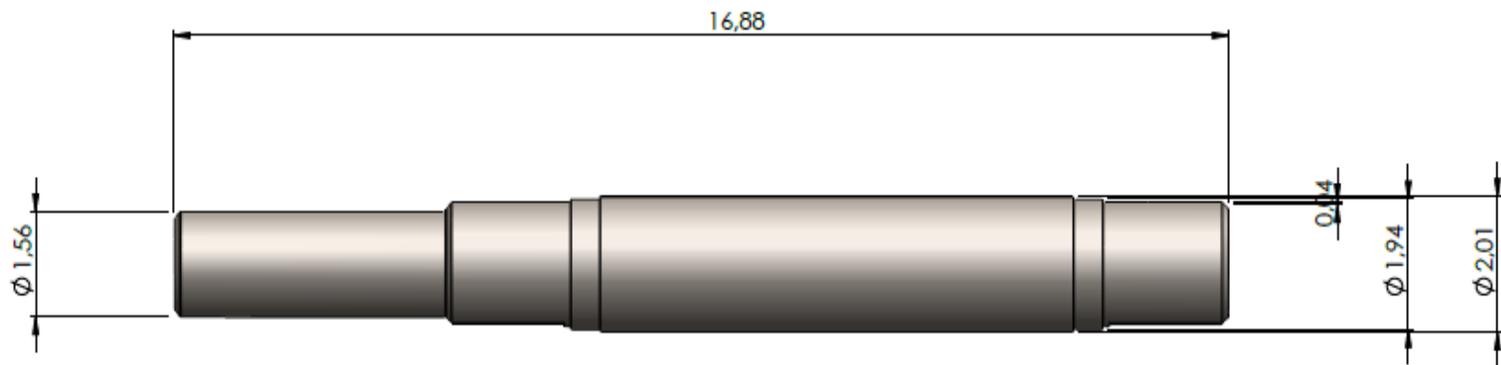
FECHA:

ESCALA:

REV:

HOJA:

1:2



FLEXPOR



PROYECTO ZANJADORA

PIEZA:

EJE SUPERIOR CONDUCTOR

EJECUTÓ:

CODIGO:

REVISÓ:

APROBÓ:

FECHA:

ESCALA:
1:2

REV:

HOJA:

